

VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA
FAKULTA STROJNÍ

Aplikovaná mechanika

Návrh a výpočet závěsného vahadla

The Design and Static Stress Analysis of the Carrying Beam

Student: Petr Matějů

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Jiří Podešva, Ph.D.

Ostrava 2017

Zadání bakalářské práce

Student: **Petr Matějů**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 3901R003 Aplikovaná mechanika
Téma: **Návrh a výpočet závěsného vahadla**
The Design and Static Stress Analysis of the Carrying Beam
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

1. Úvod do problematiky.
2. Návrh tvaru konstrukce pro zvedání břemene jeřábem.
3. Posouzení nosnosti, stability a vzpěrné délky.
4. Optimalizace návrhu.
5. Vyhodnocení a závěr.

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1] Juliš K., Teprík O., Slavík A. : Statika. SNTL, Praha, 1987.
[2] Hoschl C. : Pružnost a pevnost ve strojnictví. SNTL / Alfa, Praha, 1971
[3] Vinogradov, O. : Fundamentals of Kinematics and Dynamics of Machines and Mechanisms. CRC Press, London, 2000.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Jiří Podešva, Ph.D.**

Datum zadání: 09.12.2016

Datum odevzdání: 15.05.2017



doc. Ing. Radim Halama, Ph.D.
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě, dne 15. května 2017

.....

Petr Matějů

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 15. 5. 2017



podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Petr Matějů

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Ostrava – Zábřeh, Svornosti 2352/13

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Matějů, P. Návrh a výpočet závěsného vahadla : bakalářská práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra aplikované mechaniky, 2017, 69 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Jiří Podešva, Ph.D.

V této bakalářské práci se budu zabývat návrhem a výpočtem závěsného vahadla. Při návrhu a následném posuzování vahadla je potřeba se řídit hned několika normami. Tyto normy říkají, jakým způsobem se má postupovat při návrhu, aby byla zajištěna bezpečnost provozu vahadla. Velice důležitou částí je posouzení nosnosti a stability navrhované konstrukce. Právě stabilita je klíčová pro tuto problematiku. V první řadě se jedná o vzpěr, který je klasickým příkladem ztráty stability tvaru. Posouzení boulení je druhá oblast problematiky stability, kterou je nutno zohlednit při výpočtech. Nakonec je zde takzvané klopení, které také patří do tématiky ztráty stability tvaru. Tyto a jiné problémy týkající se návrhu závěsného vahadla jsou této práci řešeny.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

Matějů, P. The Design and Static Stress Analysis of the Carrying Beam: Bachelor Thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Applied Mechanics, 69 p. Thesis head: doc. Ing. Jiří Podešva, Ph.D.

This bachelor thesis is aimed on the design and static stress analysis of the carrying beam. It is necessary to follow valid standards when you design this type of construction. These standards lead us to create safe and efficient product. Main problems are based on static stress analysis and considerations of construction stability. Construction stability is crucial problem you should consider guaranteeing safe operation. Eigenvalue buckling is important type of stability analysis and it is the most frequent type of stability analysis. Other types of construction stability are significant, too. It should be also considered construction stability in shear and bending state. These and other problems relate with the designing and static stress analysis of the carrying beam are solved in this document.

Obsah

| | |
|---|----|
| Seznam použitých zkratek a symbolů | 8 |
| 1. Úvod..... | 12 |
| 2. Přehled základních druhů závěsných vahadel | 13 |
| 2.1. Jeřábové traverzy jednoduché a dvojité | 13 |
| 2.2. Jeřábové traverzy stavitelné | 14 |
| 2.3. Jeřábové traverzy vícebodové | 15 |
| 2.4. Jeřábové traverzy vyvažovací | 17 |
| 2.5. Jeřábové traverzy pro otáčení břemen..... | 18 |
| 3. Návrh závěsného vahadla | 19 |
| 3.1. Požadavky na návrh podle platných norem | 19 |
| 3.2. Předpoklady pro návrh konstrukce vahadla | 21 |
| 3.3. Požadované parametry vahadla..... | 21 |
| 3.4. Volba tvaru průřezu vahadlového tělesa | 22 |
| 3.5. Volba materiálu..... | 24 |
| 3.6. Návrh a volba závěsných prvků | 25 |
| 4. Posouzení vahadla..... | 26 |
| 4.1. Vnitřní statické účinky | 26 |
| 4.2. Kontrola průřezu vahadla | 29 |
| 4.3. Statická analýza vahadla pomocí MKP..... | 33 |
| 4.4. Určení maximálního průhybu | 36 |

| | | |
|------|---|----|
| 4.5. | Kontrola závěsných a spojovacích prvků..... | 40 |
| 4.6. | Posouzení boulení nosníku..... | 45 |
| 4.7. | Únosnost na klopení..... | 46 |
| 4.8. | Kontrola na ztrátu stability tvaru při vzpěru | 50 |
| 5. | Optimalizace návrhu | 61 |
| 5.1. | Optimalizace 1 | 61 |
| 5.2. | Optimalizace 2 | 64 |
| 6. | Závěr a vyhodnocení..... | 66 |
| | Seznam použité literatury a zdroje..... | 67 |
| | Přílohy..... | 69 |

Seznam použitých zkratk a symbolů

| | |
|-------------|--|
| CTICM | francouzská instituce poskytující program LTBeam |
| ČSN | Česká státní norma |
| E | modul pružnosti v tahu/tlaku [MPa] |
| EN | Evropská norma |
| F | síla [N] |
| $F_{b,Rd}$ | návrhová síla únosnosti v otláčení [N] |
| $F_{b,Sd}$ | nejnepříznivější návrhová hodnota síly na otláčení v i-té desce čepového spoje [N] |
| F_D | doplňková síla [N] |
| F_{KR} | kritická síla při vzpěru [N] |
| $F_{vd,Rd}$ | návrhová smyková síla únosnosti [N] |
| $F_{vd,Sd}$ | návrhová síla ve spojované části [N] |
| HEA 340 | označení zvoleného profilu podle DIN 1025-3 |
| HSW | označení pro osový hák |
| I | moment setrvačnosti k ose [mm ⁴] |
| I_{min} | minimální moment setrvačnosti průřezu [mm ⁴] |
| I_x | moment setrvačnosti k ose x [mm ⁴] |
| I_y | moment setrvačnosti k ose y [mm ⁴] |
| L | vzpěrná délka [mm] |
| L_{red} | redukováná vzpěrná délka [mm] |

| | |
|------------------|--|
| LTBeam | název programu použitého k výpočtu M_{cr} |
| M | moment síly [N*m] |
| M_{cr} | pružný kritický moment při klopení [N*m] |
| M_{Ed} | návrhová hodnota ohybového momentu [N*m] |
| MKP | metoda konečných prvků |
| $M_{o;op}$ | ohybové momenty pro zkoumané průřezy [N*m] |
| M_{Rd} | návrhový ohybový moment únosnosti [N*m] |
| M_{Sd} | návrhová hodnota ohybového momentu v čepu [N*m] |
| N | normálová složka vnitřních statických účinků [N] |
| P10 | označení výztuh |
| Q_1 | počet závěsných bodů vahadla [-] |
| Q_2 | počet závěsných bodů pro zavěšení břemene [-] |
| R | reakce v závěsu [N] |
| $R_{A;B}$ | reakce v závěsu pro jednotlivé závěsy [N] |
| $R_{AX}; R_{AY}$ | složky reakce v bodě A [N] |
| S 235JR | označení konstrukční oceli |
| S 355JR | označení konstrukční oceli |
| S | obsah plochy [mm ²] |
| S_s | obsah průřezu stojny [mm ²] |
| S_{sv} | obsah průřezu stojny a výztuh [mm ²] |
| T | posouvací složka vnitřních statických účinků [N] |

| | |
|----------------|---|
| W_o | průřezový modul k ose ohybu [mm ³] |
| a, b, c, d | rozměry vahadla potřebné pro výpočet [mm] |
| $f_{Rd\sigma}$ | návrhové napětí únosnosti svaru [MPa] |
| f_u | mez pevnosti materiálu [MPa] |
| f_y | mez kluzu materiálu [MPa] |
| g, j | konstanty potřebné k výpočtu vzpěru Tetmayerovou teorií [-] |
| h_w | výška stojny profilu [mm] |
| i_{min} | poloměr štíhlosti [mm] |
| k | koeficient bezpečnosti [-] |
| m | maximální nosnost vahadla [kg] |
| n | součinitel vyjadřující zavazbení vzpírané části konstrukce [-] |
| q_1 | spojité zatížení od vlastní tíhy nevyztužené části vahadla [N/mm] |
| q_2 | spojité zatížení od vlastní tíhy vyztužené části vahadla [N/mm] |
| t | nejmenší tloušťka spojovaných součástí [mm] |
| $t_{1;2;3}$ | tloušťky komponent v kontrolovaných spojích [mm] |
| t_v | tloušťka výztuh [mm] |
| t_w | tloušťka stojny profilu [mm] |
| w_{FD} | průhyb konstrukce v místě působení doplňkové síly [mm] |
| z | vzdálenost vyšetřovaného vlákna od těžiště průřezu [mm] |
| α | úhel táhel závěsů vahadla [°] |
| α_{min} | minimální úhel táhel závěsů vahadla [°] |

| | |
|----------------------|---|
| $\gamma_{Rm;m;Sm}$ | součinitele ponižující návrhové únosnosti [-] |
| $\gamma_{Rp;spm;M0}$ | součinitele ponižující návrhové únosnosti [-] |
| ε | součinitel zohledňující mechanické vlastnosti materiálu [-] |
| η | součinitel zohledňující jakost materiálu [-] |
| λ_{LT} | poměrná štíhlost [-] |
| $\lambda_{LT,0}$ | největší možná štíhlost [-] |
| λ_{mez} | mezní štíhlost [-] |
| λ_{sk} | štíhlostní poměr [-] |
| π | Ludolfovo číslo |
| σ_D | dovolené normálové napětí [MPa] |
| σ_{KR} | kritické napětí při vzpěru [MPa] |
| σ_o | ohybové napětí [MPa] |
| τ | smykové napětí [MPa] |
| τ_D | dovolené smykové napětí [MPa] |

1. Úvod

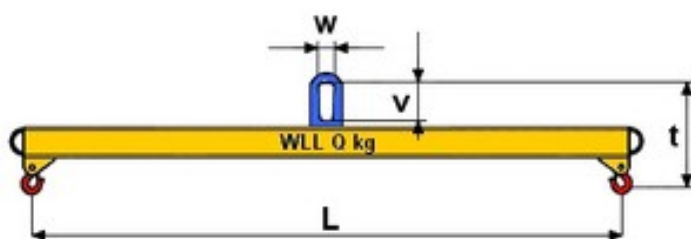
Závěsná vahadla (též jeřábové traverzy) patří spolu s vázacími prostředky, jako jsou řetězy, lana a jiné, mezi uchopovací techniku sloužící ke zvedání břemene jeřábem. Proto jsou závěsná vahadla významným prvkem, který je často užíván k manipulaci s břemeny. Vahadla se využívají především v případech, kdy velikost tělesa nedovoluje užití vázacích prostředků nebo v místech s omezeným prostorem. Manipulovaná břemena mohou mít různé hmotnosti. Může se jednat pouze o břemena s hmotností v řádech stovek kilogramů, nicméně se častěji setkáme s vahadly, která jsou schopna unést hmotnosti v řádech jednotek až stovek tun. Co se týče využití těchto zvedacích prostředků, závěsná vahadla se používají prakticky ve všech odvětvích průmyslu, ať už jde o hutnictví, stavebnictví, či strojírenství. Prakticky všude, kde je potřeba manipulovat s většími hmotnostmi. Navíc je často vyžadováno, aby vahadlo bylo schopno s břemenem provádět i jinou činnost než jen samotné zvednutí a následné přemístění. Například může jít o požadavek natáčení břemene během přesunu. Také může být požadováno naklápění zavěšeného tělesa. Tato situace nastává v hutnictví, kde se přemísťují pánve s roztaveným kovem, který je posléze potřeba z pánve někam nalít. Je patrné, že problematika uchopovací techniky, respektive závěsných vahadel je v technické praxi velice důležitá a mnohá průmyslová odvětví by se bez těchto prostředků vůbec neobešla.

Náplní této bakalářské práce bude návrh právě závěsného vahadla. Budu se zabývat způsobem návrhu vahadla tak, aby splňovalo normativní požadavky, čímž pádem i splňovalo požadavky na bezpečnost provozu.

2. Přehled základních druhů závěsných vahadel

2.1. Jeřábové traverzy jednoduché a dvojité

Tento typ závěsných vahadel, respektive jeřábové traverzy se vyznačuje svou konstrukční jednoduchostí. Vahadla tohoto provedení mají pevnou rozteč háků, což podstatným způsobem omezuje jejich možné využití. Příčinou je nemožnost rychlé úpravy zvedacího tělesa v případě, kdy je to potřeba. Nicméně se jedná o nejjednodušší variantu provedení, což znamená nižší pořizovací náklady. Další podstatnou výhodou může být právě jednoduchost konstrukce, která umožňuje snadnou údržbu. Tento typ závěsného vahadla se převážně používá k manipulaci s dlouhými břemeny s těžištěm uprostřed.

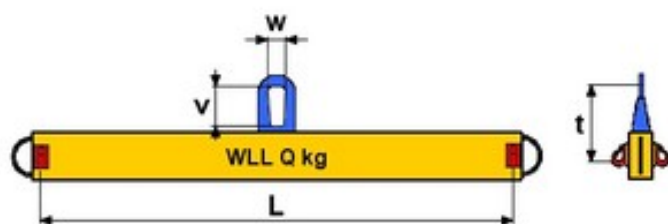


Obr. 1 – Schématický obrázek závěsného vahadla [12]



Obr. 2 – Vahadlo v technickém provozu [12]

Jakási modifikace je dvojitá jeřábová traverza. Ta je charakteristická tím, že háky nebo úchyty jsou situovány na bocích traverzy. Tato úprava výrazně snižuje výšku konstrukce, což může být v některých případech žádaná vlastnost.



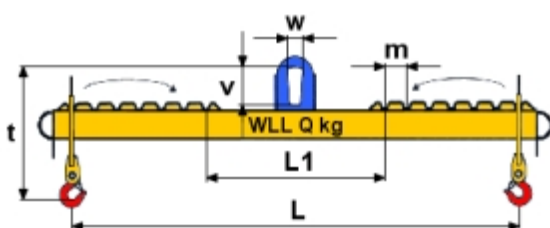
Obr. 3 – Schéma dvojité jeřábové traverzy [12]



Obr. 4 – Dvojité vahadlo v provozu [12]

2.2. Jeřábové traverzy stavitelné

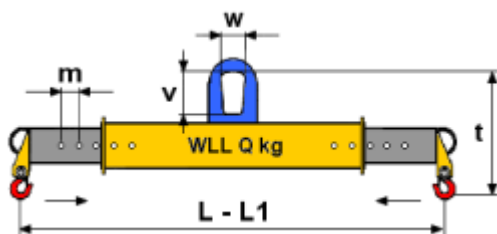
Toto provedení jeřábových traverz je již mírně komplikovanější. Konstrukce je v tomto případě zamýšlena tak, aby bylo možné dle potřeby měnit rozteč háků. Můžeme se setkat se dvojitým provedením. U prvního provedení se jedná o konstrukci s neměnnou délkou, což znamená, že změna rozteče háků je realizována převěšováním jezdců, na kterých jsou háky uchyceny. V druhém případě jde o teleskopické provedení, kde změnu rozteče realizujeme vysouváním a zasouváním pohyblivých konců.



Obr. 5 – Schéma stavitelné vahadlo [12]



Obr. 6 – Stavitelné vahadlo v provozu [12]



Obr. 7 – Schéma teleskopického vahadla [12]



Obr. 8 – Teleskopické vahadlo v provozu [12]

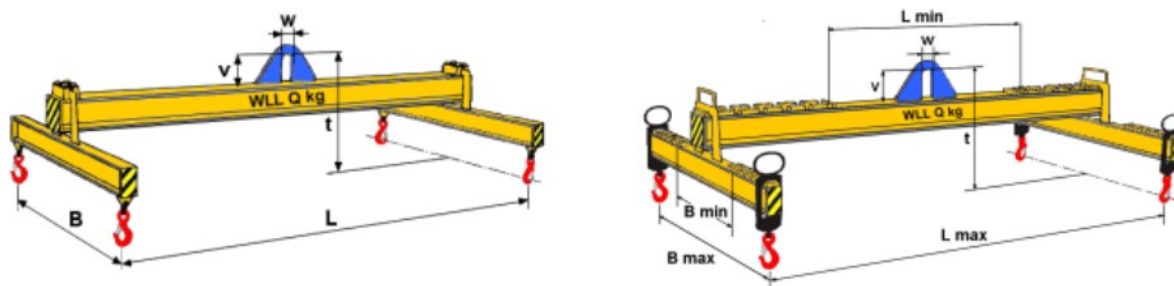
Tento typ závěsných vahadel se používá, stejně jako jednoduchá závěsná vahadla, k manipulaci s dlouhými břemeny s těžištěm uprostřed. Výhoda, kterou má tento typ, spočívá v tom, že se těleso jeřábové traverzy může rychle a snadno přizpůsobit rozměrům manipulovaného tělesa. Proto je škála břemen, pro které je možné stavitelná vahadla použít, větší. To je velká výhoda tohoto typu. Nicméně zhotovení stavitelného závěsného vahadla je složitější. Samozřejmě se složitostí konstrukce jde ruku v ruce i vyšší možností poruchy, například může dojít k zaseknutí výsuvného mechanismu u teleskopické verze.

2.3. Jeřábové traverzy vícebodové

Tato vahadla jsou určena pro manipulaci s rozměrnějšími břemeny. Zpravidla jsou osazena čtyřmi závěsnými body, ale můžeme se setkat i se speciálním provedením, kdy je závěsných bodů více. Vícebodová vahadla mohou mít různá provedení. Můžeme se setkat s traverzou typu „H“ (pevná i stavitelná) a také s křížovými traverzami (pevné, skládací nebo traverzy na vaky).

Traverza typu „H“

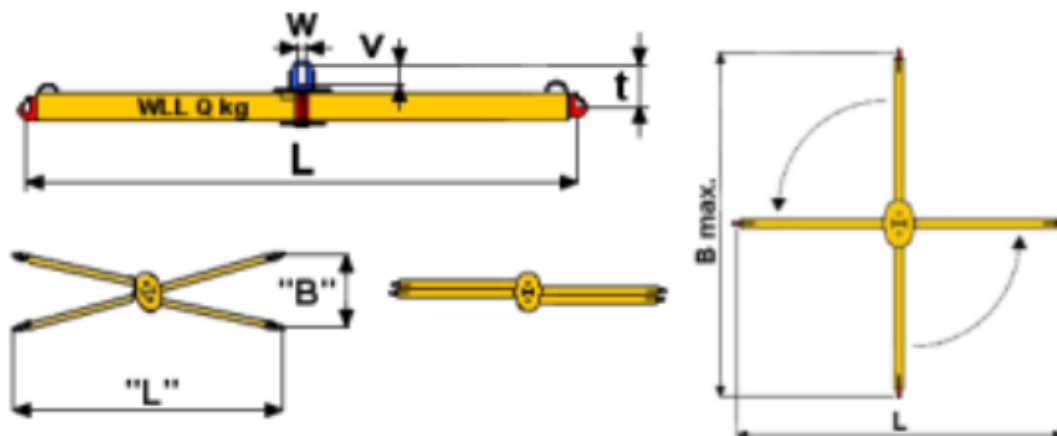
Základním provedením vícebodového vahadla je právě typ „H“. Konstrukce je relativně jednoduchá a dalo by se říci, že tento typ vznikne spojením minimálně tří jednoduchých vahadel. Fakticky to vypadá tak, že na jeden podélný nosník jsou nějakým způsobem připojeny dva či více příčných nosníků. Na příčných nosnících jsou pak místa, kde jsou háky, nebo úchyty. Může být, jak v pevném, tak i ve stavitelném provedení. U stavitelného provedení je velkou výhodou možnost měnit rozteč závěsů v příčném i podélném směru.



Obr. 9 – Pevná traverza typu „H“ (vlevo) a stavitelná traverza typu „H“ (vpravo) [12]

Křížová traverza

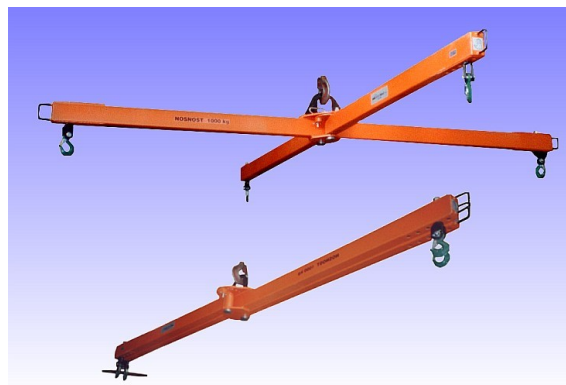
Toto provedení vícebodové jeřábové traverzy se nejčastěji používá k manipulaci s vaky (tzv. big bag). Můžeme se setkat s verzemi pevnými, stavitelnými, respektive teleskopickými nebo také skládacími. Co se týče skládací verze, ta může být použita jako křížová traverza, ale zároveň po složení je možno k ní přistupovat jako k jednoduchému vahadlu. Další výhodou je možnost rozevření i na jiný než pravý úhel.



Obr. 10 – Schéma křížové traverzy skládací [12]



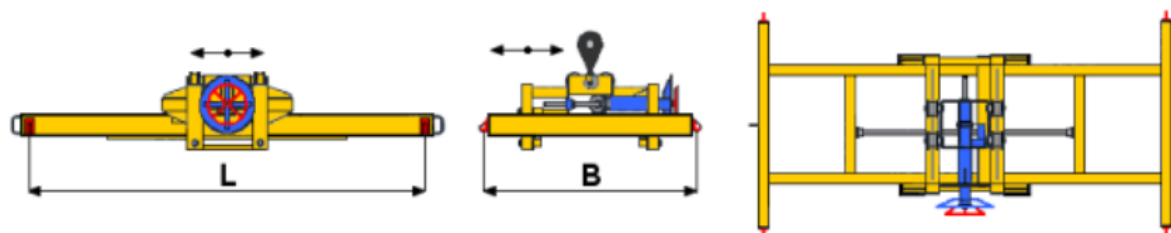
Obr. 11 – Křížová traverza pevná [12]



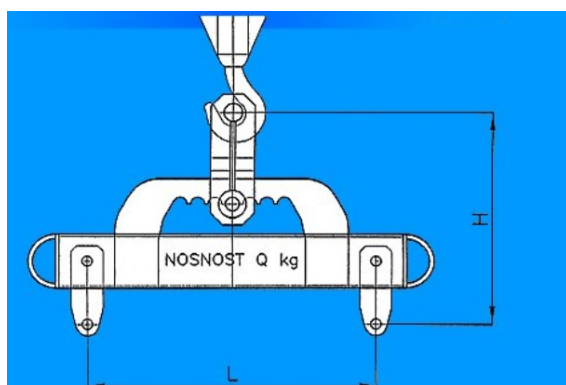
Obr. 12 – Křížová traverza skládací [12]

2.4. Jeřábové traverzy vyvažovací

V případě, že zvedáme břemeno, u kterého není známa poloha těžiště, je možné použít právě vyvažovací vahadlo. Tato verze vahadla dokáže náklad vyvážit tím, že se přesune místo zavěšení vahadla. U vahadel typu „H“ navíc můžeme vyvažovat náklad, jak v podélném, tak i v příčném směru. Proces vyvažování může být ovládán ručně nebo motoricky.



Obr. 13 – Schéma vyvažovacího vahadla typ „H“ [12]



Obr. 14 – Schéma vyvažovacího vahadla jednoduchého [3]



Obr. 15 – Vyvažovací vahadlo jednoduché [12]

2.5. Jeřábové traverzy pro otáčení břemen

Tento druh závěsných vahadel dále můžeme rozdělit na vahadla pro otáčení v horizontální a ve vertikální ose.

Jeřábová traverza pro otáčení v horizontální ose

Toto provedení závěsného vahadla umožňuje otáčení břemene okolo horizontální osy. Nejčastěji se vyskytuje ve stavitelném provedení, aby bylo možné konstrukci použít u většího počtu břemen. Samotné otáčení břemene je realizováno, buď ručně, nebo motoricky, a to prostřednictvím nekonečných řetězů, nebo textilních pásů.



Obr. 16 – JT otáčecí s řetězy [12]



Obr. 17 – JT otáčecí s textilními pásy [12]

Jeřábová traverza pro otáčení ve vertikální ose

Toto provedení umožňuje otáčení břemen okolo vertikální osy. Vlastní otáčení břemene je realizováno zpravidla motoricky. Nejdůležitějším prvkem tohoto typu je otočný mechanismus, který umožňuje právě otáčení okolo vertikální osy. Níže jsou vidět dvě různá konstrukční provedení.



Obr. 18 – Jeřábové traverzy pro otáčení ve vertikální ose [1]

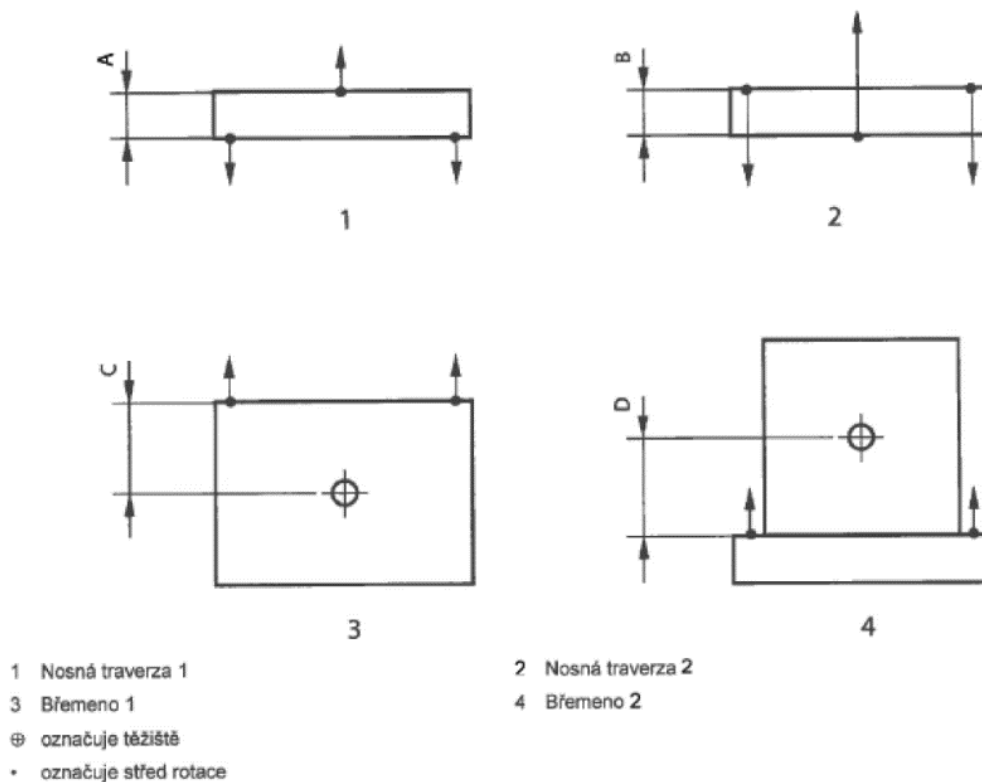
3. Návrh závěsného vahadla

3.1. Požadavky na návrh podle platných norem

Závěsná vahadla, respektive jeřábové traverzy jsou klasifikována podle [6] jako volně zavěšené prostředky pro uchopení břemen jeřáby. U těchto nosných konstrukcí, které se používají v průmyslovém provozu, je potřeba zajistit, aby nedošlo k selhání, které by mohlo ohrozit životy lidí na pracovišti. Proto se musí závěsná vahadla dimenzovat tak, aby odpovídala daným pevnostním kritériím. Co se týče povahy zatěžování jeřábových traverz, tak se zpravidla jedná o zatěžování statické nebo kvazistatické, což znamená, že se při návrhu neuvažuje únava materiálu. Z tohoto faktu vychází, že konstrukce se dimenzuje s koeficientem bezpečnosti $k = 1,5$. Nicméně toto kritérium je dále rozvinuto, aby byla dosažena vyšší bezpečnost a tím se předcházelo haváriím. Toto rozšíření zahrnuje dva přístupy. Tyto přístupy charakterizují, jakým způsobem se vahadlo má chovat při přetížení konstrukce. V prvním případě je konstrukce zatěžována trojnásobkem její nosnosti. Konstrukce vyhovuje, jestliže nedojde k uvolnění břemene, a zároveň je povolen vznik trvalých deformací konstrukce. Při tomto postupu nicméně dojde k nenávratnému poškození závěsného vahadla, což znamená, že testované vahadlo již nelze nadále používat. Tento postup je tudíž drahý a příliš často se nepoužívá. Druhá metoda je založena na tom, že závěsný prostředek je navržen tak, aby odolal dvojnásobnému zatížení, než je jeho maximální nosnost. V tomto případě je tedy výrobek v pořádku, jestliže při dvojnásobku maximálního zatížení nedojde k uvolnění břemene, a navíc ani nedojde ke vzniku trvalých deformací konstrukce. Dalším důležitým kritériem při návrhu jeřábových traverz je to, zda jsou určeny pro naklápění břemene, či nikoliv. V případě, že se jedná o vahadlo, které je určeno pro naklápění břemen, je potřeba konstrukci navrhnout tak, že je schopna fungovat při naklonění o 6° větším, než je jeho maximální pracovní úhel. U vahadel, která nejsou určena k naklápění břemen, je postup obdobný jako u těch, která pro naklápění břemen určena jsou. Vahadlo musí být schopno bezpečně fungovat i při 6° naklonění vůči vodorovné rovině. Další velice důležité kritérium se týká stability vahadla v kombinaci s břemenem. Je potřeba určit, zda bude mít vahadlo a případná zvedaná břemena pozitivní či negativní výšku pro stabilitu. Tímto se podstatně ovlivňuje, s jakými tělesy bude konstrukce schopna bezpečně manipulovat. Pro stabilitu nosné traverzy v kombinaci s břemenem musí být celková výška pro stabilitu pozitivní.

Z kombinací nosných travverz a břemen vychází následující závěr:

| | |
|-------------------------------|--|
| Nosná traverza 1 + břemeno 1: | bude vždy stabilní |
| Nosná traverza 1 + břemeno 2: | bude podmíněně stabilní (musí platit $A > D$) |
| Nosná traverza 2 + břemeno 1: | bude podmíněně stabilní (musí platit $C > B$) |
| Nosná traverza 2 + břemeno 2: | bude vždy nestabilní |



Obr. 19 – Schémata pozitivních (nalevo) a negativních (napravo) výšek pro stabilitu [6]

3.2. Předpoklady pro návrh konstrukce vahadla

Z výše uvedených normativních požadavků budu vycházet při mé práci na návrhu závěsného vahadla. Nejdříve volím, že navrhované vahadlo bude jednoduché s pevnou roztečí závěsů pro břemeno. Mnou navržená konstrukce bude schopna odolat dvojnásobku maximálního zatížení, a to bez vzniku trvalých deformací konstrukce. Vahadlo bude zamýšleno jako prostředek, který není určen k naklápění břemen, což znamená, že standardní pracovní poloha bude uvažována jako vodorovná. Aby byl splněn normativní požadavek pro tuto situaci, bude také vahadlo počítáno pro mezní stav naklonění, kterým je myšleno naklonění o 6° vůči vodorovné rovině. Dalším důležitým aspektem při návrhu vahadla je výška pro stabilitu. Mnou navržené vahadlo bude mít pozitivní výšku pro stabilitu. Z tohoto rozhodnutí vyplývá, jakým způsobem se z hlediska stability bude vahadlo v kombinaci s břemenem chovat. Pro vahadlo s břemenem s pozitivní výškou pro stabilitu bude soustava vahadlo – břemeno vždy stabilní. Pro kombinaci vahadla a břemena s negativní výškou pro stabilitu bude soustava vahadlo – břemeno podmíněně stabilní, přičemž musí platit, že pozitivní výška stability vahadla musí mít větší hodnotu než negativní výška stability břemene (musí tedy platit $A > D$).

3.3. Požadované parametry vahadla

Pro návrh je potřeba znát hned několik údajů, které budou určovat výsledný tvar konstrukce. Po konzultaci se zadávací firmou a po prostudování poskytnutých podkladů jsem schopen říci, jaké jsou základní parametry pro návrh vahadla.

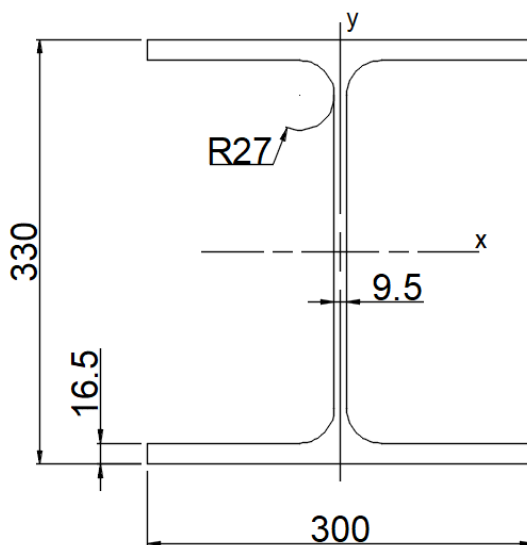
| | |
|--|---|
| Maximální nosnost: | $m = 6000 \text{ kg}$ |
| Koeficient bezpečnosti: | $k = 2$ |
| Počet závěsných bodů pro zavěšení vahadla: | $Q_1 = 2$ |
| Počet závěsných bodů pro zavěšení břemene: | $Q_2 = 2$ |

Z poskytnutých materiálů dále vyplývá, že rozteč závěsných bodů pro zavěšení břemene mezi sebou navzájem bude mít hodnotu **10000 mm**.

3.4. Volba tvaru průřezu vahadlového tělesa

Závěsná vahadla mohou být zhotovena z různých druhů profilů. V kapitole 1. jsem uvedl seznam často používaných typů vahadel. Z tohoto výčtu typů můžeme vyvodit, že nejčastěji jsou použity tenkostěnné profily. Nejvíce používané jsou skříňové nosníky nebo nosníky s I – profilem. Co se týče poměru délky konstrukce ku rozměrům průřezu, jsou právě rozměry průřezu zpravidla podstatně menší než délka vahadlového tělesa. Z pružnosti a pevnosti vyplývá, že v takovém případě je možno nahradit původní průřez prutem, což umožňuje zanedbání rozměrů průřezu, avšak průřezové charakteristiky jsou zachovány.

Z hlediska schopnosti přenášet ohybové zatížení s přihlédnutím k hmotnosti je nejvýhodnější volbou nosník s I-profilem. Proto jej použiji pro těleso vahadla. Z poskytnuté firemní dokumentace vyplývá, že pro vahadla s podobnými parametry byl již v minulosti použit válcový profil s označením **HEA 340** [9]. Proto jako základ pro svůj návrh použiji také tento profil. Níže je schéma průřezu zvoleného profilu.



Obr. 20 – Schéma průřezu použitého profilu

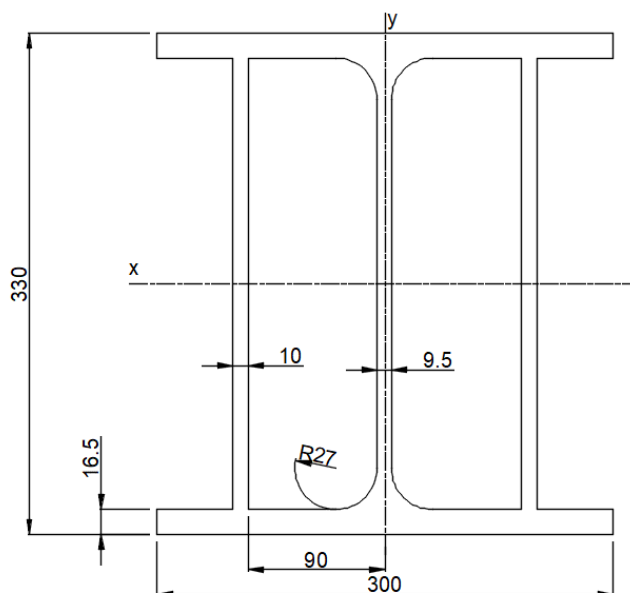
Parametry průřezu podle [9]:

Obsah plochy průřezu $S = 13\,300\text{ mm}^2$

Momenty setrvačnosti $I_x = 276\,900\,000\text{ mm}^4$

$I_y = 74\,400\,000\text{ mm}^4$

Po konzultaci a následném prostudování dokumentace jsem se také rozhodl pro úpravu tvaru průřezu ve středové části vahadla. Střední část vahadla je nejvíce namáhána na ohyb. Dalším důvodem pro tuto úpravu je fakt, že zavěšení vahadla na jeřáb vytváří axiální reakci, která způsobuje tlakové namáhání mezi těmito závěsy. Při určité síle by mohlo dojít ke vzpěru. Upravený průřez je znázorněn na schématu níže.



Obr. 21 – Schéma upravené střední části průřezu

Na původní profil byly přivařeny dvě výztuhy s označením **P10**, které zvyšují tuhost nosníku, což by mělo zvýšit jak odolnost proti namáhání v ohybu, tak odolnost při namáhání v tlaku, respektive při namáhání na vzpěr. Vyztužená část je dlouhá **2000 mm** a je symetrická podle osy symetrie vahadla.

Parametry průřezu:

Obsah plochy průřezu $S = 19\,240\text{ mm}^2$

Momenty setrvačnosti $I_x = 320\,563\,455\text{ mm}^4$

$I_y = 128\,058\,000\text{ mm}^4$

3.5. Volba materiálu

Volba materiálu pro těleso vahadla

Materiál musí mít dostatečnou pevnost, ale zároveň je zbytečné použití oceli s vysokou pevností, neboť jsou dražší. Proto je žádoucí přihlídnout k oběma požadavkům, a ty jsou dostatečná pevnost a přiměřená cena. Z poskytnutých materiálů vychází, že pro podobné vahadlo byl již použit materiál s označením **S 235JR**.

Zvolený materiál: konstrukční ocel **S 235JR** (ČSN 11 375)

Vlastnosti materiálu podle [2] a [10]

Nelegovaná jakostní konstrukční ocel se zaručenou svařitelností. Profilové materiály. Vhodná pro součásti do 300 °C, mostní, jeřábové a stropní konstrukce namáhané staticky a mírně dynamicky.

Mez kluzu: $f_y = 235 \text{ MPa}$

Mez pevnosti: $f_u = 360 \text{ MPa}$

Volba materiálu pro závěsy s oky

Na vahadlo budou přivařeny závěsy, kterými bude na vahadlo upevněno břemeno, a také závěsy pro zavěšení vahadla na jeřáb. Tyto části konstrukce budou nejvíce namáhány, a proto bude žádoucí je zhotovit z odolnějšího materiálu. Ekonomický aspekt v tomto případě není až tak důležitý, neboť rozměry těchto prvků jsou relativně malé.

Zvolený materiál: konstrukční ocel **S 355JR** (ČSN 11 523)

Vlastnosti materiálu podle [2] a [10]

Nelegovaná jakostní konstrukční ocel se zaručenou svařitelností. Mostní a jiné svařované konstrukce, pásy na ohýbané profily a trubky, součásti strojů, bezešvé a svařované trubky, trubkové svařované konstrukce strojů, automobilů, motocyklů a jízdních kol (namáhané staticky a dynamicky).

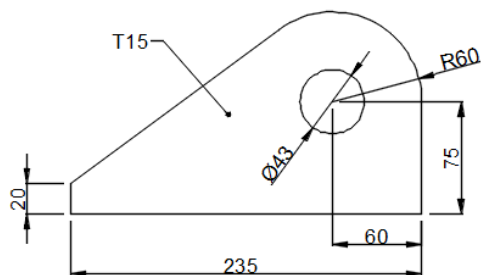
Mez kluzu: $f_y = 355 \text{ MPa}$

Mez pevnosti: $f_u = 470 \text{ MPa}$

3.6. Návrh a volba závěsných prvků

Návrh navařených závěsů s oky

Závěsy budou navařeny na konstrukci oboustranným koutovým svarem s úplným provařením kořene.

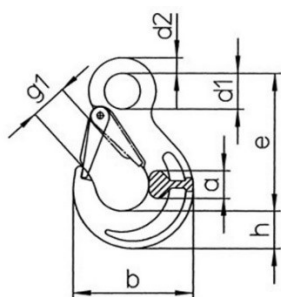


Obr. 22 – Schéma závěsu

Volba závěsných prvků

Závěsné prvky pro zavěšení břemene

Jako závěsný prvek volím hák s kovanou pojistkou **HSW 13** podle **EN 1677-2** od firmy **pewag**.



Obr. 23 – Schéma HSW háku [11]



Obr. 24 – HSW hák [11]

| označení | nosnost | e | h | a | d1 | d2 | g1 | b | hmotnost |
|----------|---------|------|------|------|------|------|------|------|----------|
| | [kg] | [mm] | [mm] | [mm] | [mm] | [mm] | [mm] | [mm] | [kg/ks] |
| HSW 13 | 6.700 | 164 | 44 | 33 | 43 | 19 | 39 | 134 | 2,20 |

Obr. 25 – Specifikace HSW háku [11]

Závěsné prvky vahadla pro uchycení na jeřáb (táhlo)

Tuto část konstrukce převezmu od podobného vahadla pro stejné maximální zatížení. Táhlo bude vyobrazeno ve výkresové dokumentaci přiložené k bakalářské práci.

4. Posouzení vahadla

4.1. Vnitřní statické účinky

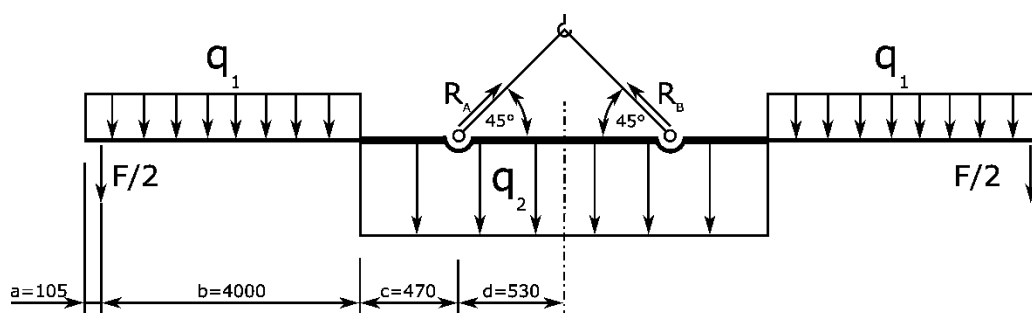
Vahadlo je určeno pro zvedání břemen o hmotnosti 6 t, nicméně dle normy [6] je potřeba, aby vydrželo dvojnásobné zatížení. Také je potřeba zohlednit i vlastní tíhu vahadla. Tyto parametry zatížení jsou následující:

Návrhová síla od břemene: $F = 117\,720\text{ N}$

Spojitá zatížení od vlastní tíhy vahadla: $q_1 = 1,03005\text{ N/mm}$

$q_2 = 1,55979\text{ N/mm}$

Vodorovná poloha



Obr. 26 – Schéma vahadla ve vodorovné poloze

Výpočet reakce v závěsu

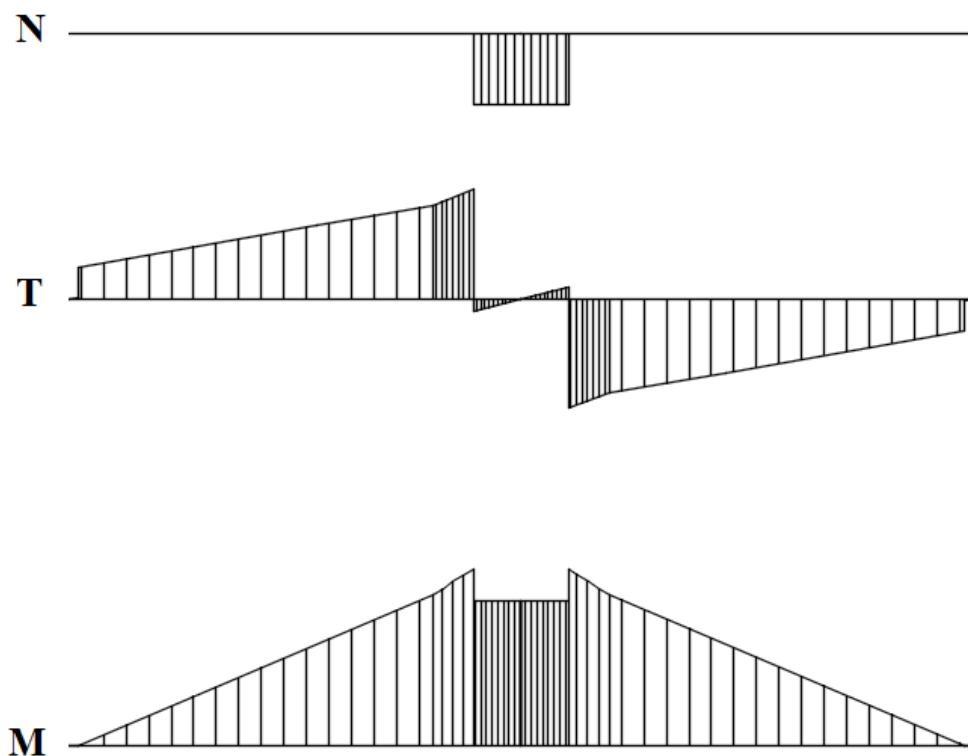
$$\sum F_{xi} = R_A \cdot \cos 45^\circ - R_B \cdot \cos 45^\circ = 0 \quad (1)$$

$$R = R_A = R_B \quad (2)$$

$$\sum F_{yi} = R \cdot \sin 45^\circ + R \cdot \sin 45^\circ - F - 2 \cdot q_1 \cdot (a + b) - 2 \cdot q_2 \cdot (c + d) \quad (3)$$

$$R = \frac{\frac{F}{2} + q_1 \cdot (a + b) + q_2 \cdot (c + d)}{\sin 45^\circ} \quad (4)$$

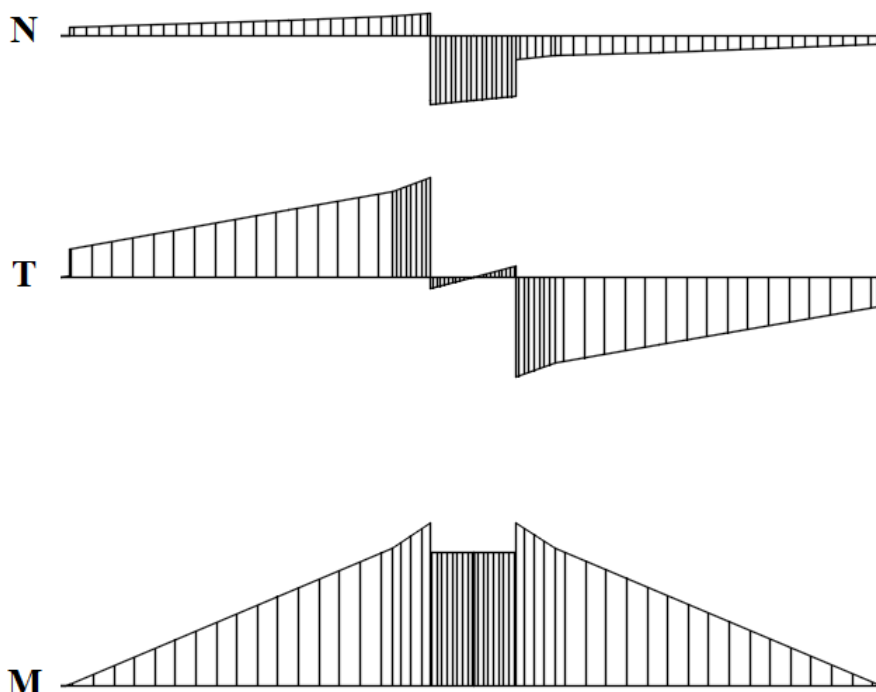
$$R = \frac{\frac{117720}{2} + 1,03005 \cdot (105 + 4000) + 1,55979 \cdot (470 + 530)}{\sin 45^\circ} = 91\,426\text{ N}$$



Obr. 27 – Schéma průběhů vnitřních statických účinků ve vahadle ve vodorovné poloze

U průběhu ohybového momentu je v prostřední části skoková změna velikosti momentu. Tato situace je způsobena polohou závěsů vahadla. Závěsy jsou totiž mimo osu symetrie. Díky tomu normálová složka vyvozuje moment vůči ose symetrie na rameni o délce **240 mm**.

Náklon vahadla o 6°



Obr. 28 – Schéma průběhů vnitřních statických účinků ve vahadle při náklonu 6°

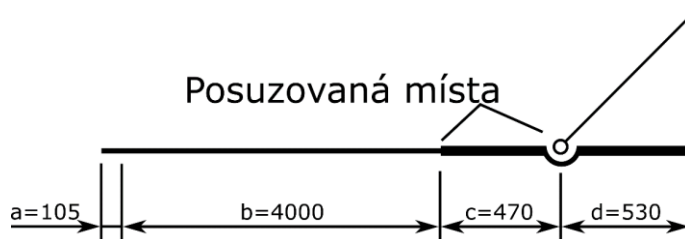
Výše je znázorněn stav vnitřních statických účinků ve vahadle při 6° náklonu. Na první pohled je patrné, že při náklonu se projeví normálová složka po celé délce traverzy, což se ve vodorovném stavu neděje. Posouvací složka vnitřních statických účinků je menší právě o velikost normálové složky, která se generuje při náklonu. Zároveň i velikost momentu vychází nižší než při vodorovné poloze, což je způsobeno menšími účinky posouvací síly. Přírůstek normálových účinků při náklonu má velikost jako posouvací účinky při vodorovné poloze vynásobené $\sin 6^\circ$. Posouvací a momentové účinky při náklonu mají velikost jako jejich ekvivalenty při vodorovné poloze vynásobené $\cos 6^\circ$. Z tohoto faktu vyplývá, že největší vnitřní statické účinky budou vyvozeny ve vahadle při vodorovné poloze. Proto budu dále všechny výpočty řešit právě pro vahadlo ve vodorovné poloze.

4.2. Kontrola průřezu vahadla

Jako zatížení uvažuji dvojnásobek maximálního provozního zatížení, což znamená, že uvažované zatížení je **12 t**.

Kontrola na namáhání v ohybu

Kontrolovaná místa budou v oblasti závěsu vahadla na jeřáb a v přechodu vyztužené a nevyztužené části nosníku. Posuzovaná místa jsou znázorněna na Obr. 29.



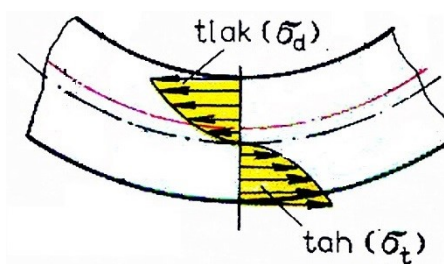
Obr. 29 – Znázornění zkoumaných míst

Místo závěsu vahadla

$$M_o = \frac{F}{2} * (b + c) + q_1 * (a + b) * \left(\frac{a + b}{2} + c \right) + q_2 * \frac{c^2}{2} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} M_o &= \frac{117720}{2} * (4000 + 470) + 1,03005 * (105 + 4000) * \left(\frac{105 + 4000}{2} + 470 \right) \\ &\quad + 1,55979 * \frac{470^2}{2} = \mathbf{273\,942\,505\,N * mm} \end{aligned}$$

Největší namáhání při ohybu se vyskytuje v krajních vláknech průřezu. Tento stav je znázorněn na obr. 31. Pro průřezy, které jsou v tabulkách či jinde popsány, lze použít klasický vztah pro výpočet ohybového napětí, ve kterém je obsažen ohybový moment M_o a průřezový modul k ose ohybu W_o . Nicméně průřez středové části je složen s více profilů, což vede k obecnější verzi tohoto vztahu.



Obr. 30 – Schéma průběhu napětí při ohybu [13]

$$\sigma_o = \frac{M_o}{I} * z \quad (7)$$

, kde: σ_o ... ohybové napětí v libovolném vláknu průřezu [MPa]

M_o ... ohybový moment působící na průřezu [N*mm]

I ... moment setrvačnosti k ose ohybu [mm⁴]

z ... vzdálenost vyšetřovaného vlákna od těžiště průřezu [mm]

$$\sigma_o = \frac{273942505}{320563455} * 165 = \mathbf{141 \text{ MPa}} \quad (8)$$

$$\sigma_o = \mathbf{141} \leq \mathbf{235} = f_y \quad (9)$$

Z porovnání vyplývá, že velikost ohybového napětí v krajním vláknu průřezu vychází nižší, než je mez kluzu materiálu, proto můžeme konstatovat, že z pohledu ohybu je konstrukce dostatečně dimenzována.

Místo přechodu vyztužené a nevyztužené části

$$M_{op} = \frac{F}{2} * b + q_1 * \frac{(a + b)^2}{2} \quad (10)$$

$$M_{op} = \frac{117720}{2} * 4000 + 1,03005 * \frac{(105 + 4000)^2}{2} = \mathbf{244 \ 118 \ 699 \ N * mm}$$

Jelikož tento průřez má tvar I – profilu, použijí klasický vztah pro výpočet, který obsahuje ohybový moment a průřezový modul k ose ohybu, který má v tomto případě hodnotu $W_o = \mathbf{1 \ 680 \ 000 \ mm^3}$.

$$\sigma_o = \frac{M_{op}}{W_o} \quad (11)$$

$$\sigma_o = \frac{244118699}{1680000} = \mathbf{145,3 \text{ MPa}}$$

$$\sigma_o = \mathbf{145,3} \leq \mathbf{235} = f_y \quad (12)$$

V tomto místě je také napětí menší než mez kluzu materiálu, proto místo vyhovuje.

Kontrola na smykové namáhání stojny průřezu

Z vnitřního statického účinku posouvací síly ve vahadle a z povahy navrhované konstrukce vahadla vyplývá, že bude potřeba posoudit dvě místa. Prvním je místo přechodu mezi vyztuženou a nevyztuženou částí vahadla. Druhým vyšetřovaným místem je rovina závěsu vahadla. Pro výpočet smykových napětí při namáhání ohybem se používá „Žuravského věta“, která říká, že průběh smykového napětí τ je parabolický. Z normy [6] nicméně vyplývá, že napětí τ se může pro I a H průřezy počítat pro rovnoměrně rozložené napětí. Smykové zatížení je přenášeno stojnou zatěžovaného profilu.

Místo přechodu mezi vyztuženým a nevyztuženým úsekem

V tomto výpočtu budu uvažovat nevyztužený I – profil.

$$\tau = \frac{T}{S_s} \quad (13)$$

, kde: $\tau \dots$ velikost vypočteného smykového napětí [MPa]

$T \dots$ velikost posouvací síly působící na průřez [N]

$$T = 1,03005 * (105 + 4000) + 58860 \quad (14)$$

$$T = 63\,088\,N$$

$S_s \dots$ obsah průřezu stojny [mm^2]

$$S_s = h_w * t_w = 297 * 9,5 = 2821,5\,mm^2 \quad (15)$$

$$\tau = \frac{63\,088}{2821,5} = 22,36\,MPa \quad (16)$$

Dle [4] se dovolené smykového napětí vypočte podle následujícího vztahu:

$$\tau_D = \frac{f_y}{\sqrt{3}} \quad (17)$$

$$\tau_D = \frac{235}{\sqrt{3}} = 135,7\,MPa$$

Z porovnání dovoleného smykového napětí τ_D a vypočteného smykového napětí τ mohu konstatovat, že mezní stav napětí nebyl překročen, a proto traversa vyhovuje.

$$\tau \leq \tau_D \quad (18)$$

$$22,36 \leq 135,7$$

Průřez v rovině závěsu vahadla

V tomto místě je již vahadlo vyztuženo.

$$T = 1,03005 * (105 + 4000) + 58860 + 1,55979 * (470 + 530) \quad (19)$$

$$T = 63\,821\,N$$

$$S_{sv} = S_s + 2 * h_w * t_v \quad (20)$$

, kde: t_v ... tloušťka výztuh [mm]

$$S_{sv} = 2821,5 + 2 * 297 * 10 = 8761,5\,mm^2$$

$$\tau = \frac{63821}{8761,5} = 22,36\,MPa \quad (21)$$

I v tomto případě porovnání s dovoleným napětím je v pořádku.

Nicméně [4] předepisuje, že v případě rovinné napjatosti je potřeba splnit následující rovnici:

$$\left(\frac{\sigma_o}{f_y}\right)^2 + 3 * \left(\frac{\tau}{f_y}\right)^2 \leq 1 \quad (22)$$

V této rovnici uvažuji kritický průřez v oblasti přechodu vyztuženého a nevyztuženého segmentu. Vyšetřená napětí v tomto průřezu vyšla největší, proto je toto místo kritické.

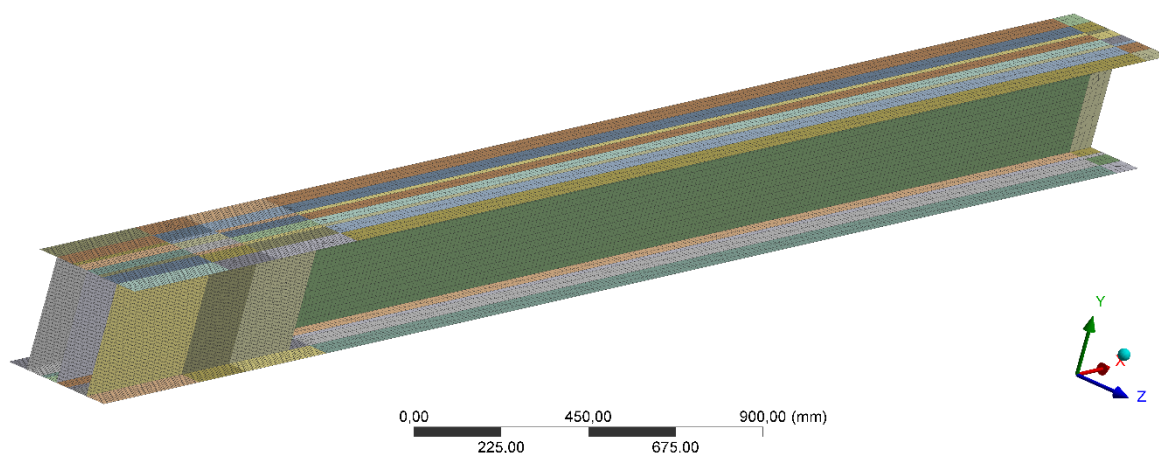
$$\left(\frac{145,3}{235}\right)^2 + 3 * \left(\frac{22,36}{235}\right)^2 \leq 1$$

$$0,41 \leq 1$$

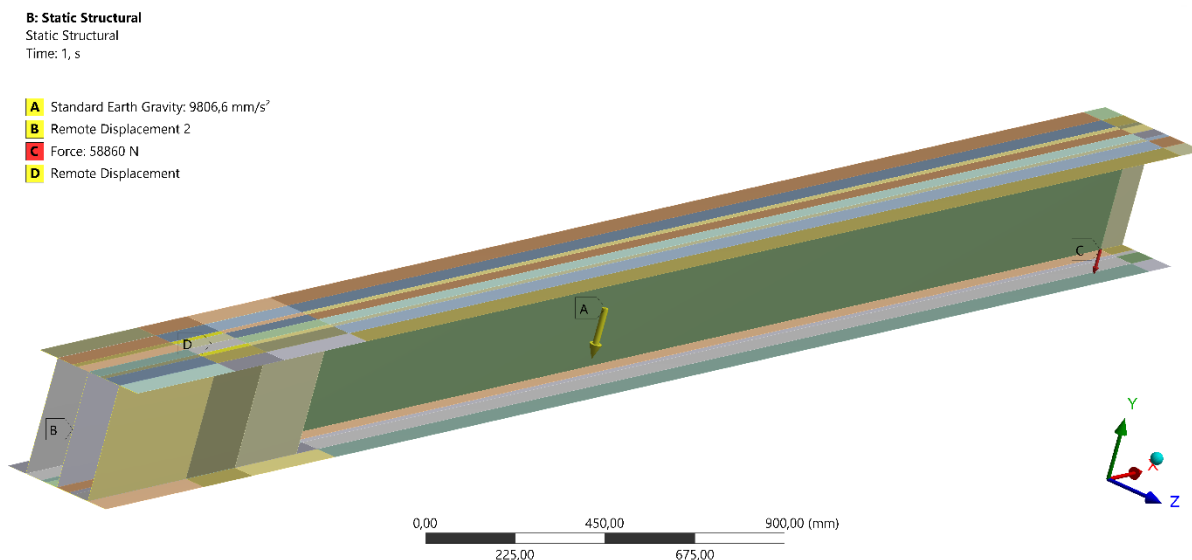
Nerovnost byla splněna, a proto mohu prohlásit, že konstrukce je dostatečně dimenzována pro dané zatížení.

4.3. Statická analýza vahadla pomocí MKP

K statické analýze pomocí MKP jsem použil software firmy ANSYS, a to programové prostředí Workbench 17.0. Jelikož se jedná o osově souměrnou konstrukci, analýza byla provedena pouze pro jednu polovinu vahadla. Při tvorbě geometrie pro budoucí analýzu jsem zvolil skořepinový model. Tento model vystihuje tvar vahadla v prostotu a zároveň zohledňuje i tloušťky jednotlivých částí průřezu. Rádiusy, které jsou na I – profilu, byly zanedbány. Pro středovou část jsem použil nejjemnější síť se **sizing 10**, neboť bylo potřeba dostatečně podchytit oblast kolem závěsů vahadla, kde dochází ke koncentraci napětí. Na nevyztužené části konstrukce až po krajní závěs jsem aplikoval **sizing 20**, aby byla tuhost konstrukce blízko realitě. Pro nejkrajnější segment jsem použil automatickou síť, neboť nemá v analýze příliš velký význam. Síť byla vytvořena tak, aby výsledné průhyby přibližně odpovídaly analytickému výpočtu. Pro výpočet uvažuji zatížení **12 t**.

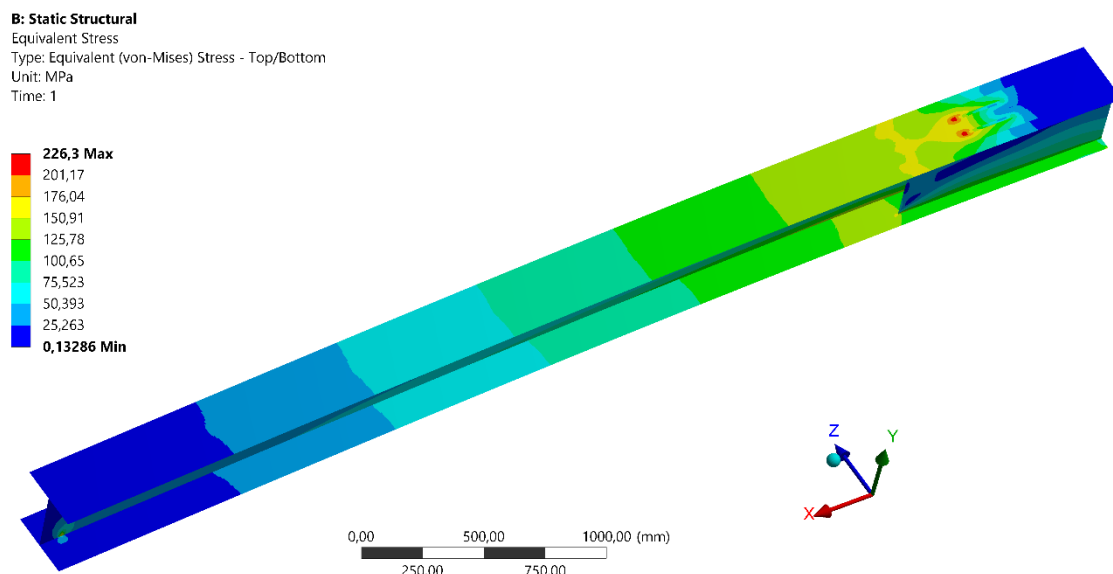


Obr. 31 – Vytvořená síť na modelu



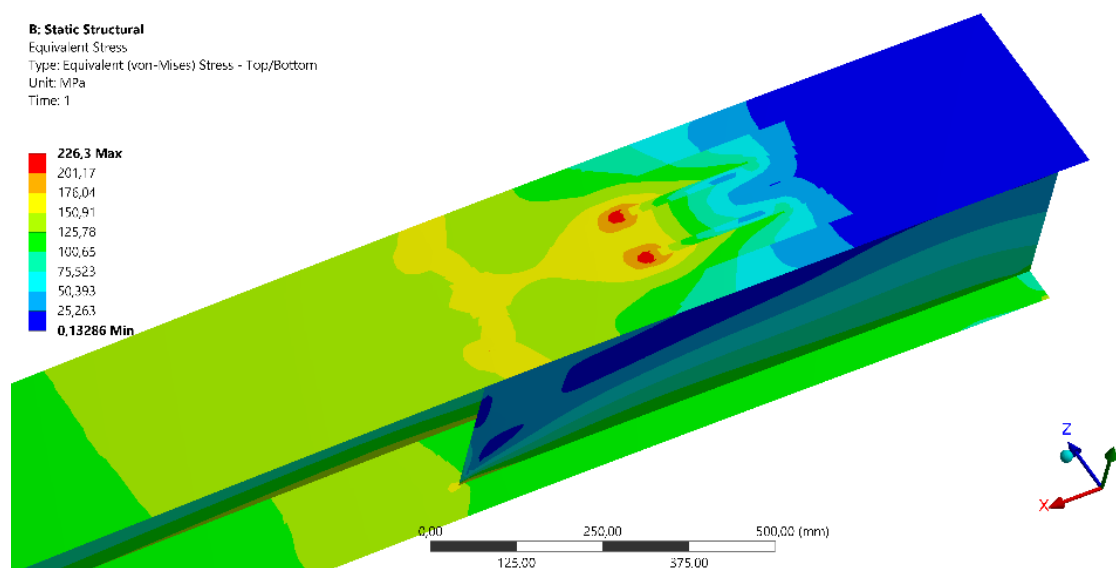
Obr. 32 – Aplikované okrajové podmínky

Okrajová podmínka A vnáší do analýzy vlastní tíhu vahadla. Vazba B je vytvořena proto, že analyzují pouze polovinu konstrukce a tato vazba reprezentuje rovinu symetrie vahadla. Zatížení vahadla bylo vytvořeno osamocenou silou. Momentový účinek síly je zachován a její působíště není příliš důležité, proto je možné přistoupit k tomuto zjednodušení. Vazba D reprezentuje závěs vahadla a byla vztažena ke dvěma plochám, které mají půdorys navařených závěsů. Při nastavení chování byla zvolena možnost „deformable“, aby nebyla vnesena do modelu chyba v důsledku přílišné tuhosti vazby.



Obr. 33 – Průběh ekvivalentního napětí

Je patrné, že k největšímu namáhání dochází v oblasti závěsů vahadla na jeřáb. K nárůstu napětí dochází v místech před závěsy, kde se generuje nejvyšší napětí na konstrukci. V těchto místech je velikost ekvivalentního napětí rovna **226,3 MPa**. Velikost maximálního ekvivalentního napětí je těsně pod mezí kluzu, proto konstrukce vyhovuje. Silový účinek je definován jako dvojnásobek maximálního provozního zatížení, proto je přijatelný i tak těsný výsledek. Níže je na obr. 35 vykreslen detail oblasti s nejvyšším napětím.



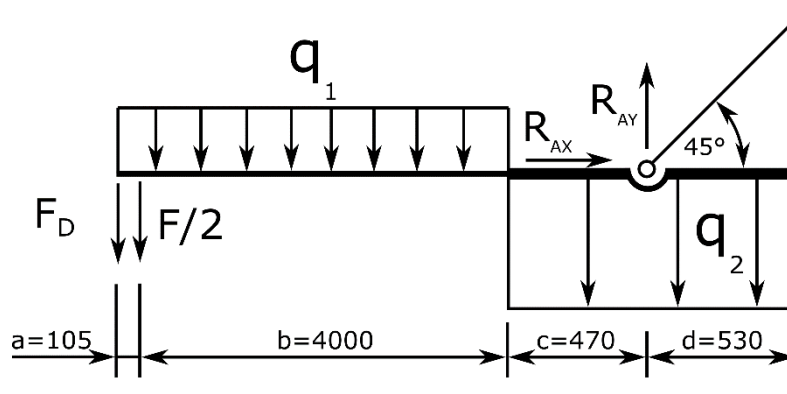
Obr. 34 – Detail oblasti s největším ekvivalentním napětím

4.4. Určení maximálního průhybu

K výpočtu průhybu lze použít hned několik metod. Je možné použít software, který používá MKP, ale je také možné použít analytický způsob výpočtu. Z logiky věci vyplývá, že největší průhyb bude na koncích vahadla. Při analytickém řešení proto není potřeba obecně vyjádřit průhyb pro každý bod nosníku, ale stačí použít Castigliánovu větu, kterou určím průhyb pouze na konci konstrukce. Zatížení vahadla беру jako maximální provozní zatížení, to je **6 t**.

Analytický výpočet

Při aplikaci Castigliánovy věty je potřeba, aby v místě počítaného průhybu byla osamocená síla. V mém případě v tomto místě žádná osamocená síla není, je proto potřeba zavést na konec vahadla doplňkovou sílu F_D , která má nulovou velikost. Následně se vyjadřují momenty, které vznikají na úsecích vymezených silovými účinky a změnami průřezu.



Obr. 35 – Schéma řešené úlohy

Momenty na daných úsecích se následně zderivují podle doplňkové síly F_D . Reakce v závěsu R_{AX} a R_{AY} mají stejnou velikost. Jelikož je závěs mimo osu symetrie vahadla, reakce R_{AX} způsobuje moment na rameni **$f = 240 \text{ mm}$** .

Vyjádření momentů a jejich derivací na jednotlivých úsecích

1. úsek $x_1 \in (0; a)$

$$M(x_1) = F_D * x_1 + q_1 * \frac{x_1^2}{2} \quad (23)$$

$$\frac{\partial M(x_1)}{\partial F_D} = x_1 \quad (24)$$

2. úsek $x_2 \in (0; b)$

$$M(x_2) = F_D * (a + x_2) + \frac{F}{2} * x_2 + q_1 * \frac{(a + x_2)^2}{2} \quad (25)$$

$$\frac{\partial M(x_2)}{\partial F_D} = a + x_2 \quad (26)$$

3. úsek $x_2 \in (0; c)$

$$M(x_3) = F_D * (a + b + x_3) + \frac{F}{2} * (b + x_3) + q_1 * (a + b) * \left(\frac{a + b}{2} + x_3\right) + q_2 * \frac{x_3^2}{2} \quad (27)$$

$$\frac{\partial M(x_3)}{\partial F_D} = a + b + x_3 \quad (28)$$

4. úsek $x_2 \in (0; d)$

$$M(x_4) = F_D * (a + b + c + x_4) + \frac{F}{2} * (b + c + x_4) + q_1 * (a + b) * \left(\frac{a + b}{2} + c + x_4\right) + q_2 * \frac{(c + x_4)^2}{2} - R_{AY} * x_4 - R_{AX} * f \quad (29)$$

$$\frac{\partial M(x_4)}{\partial F_D} = a + b + c + x_4 \quad (30)$$

V další fázi výpočtu se dosadí do vzorce Castigliánovy věty, která má obecný tvar pro určení průhybu:

$$w = \frac{1}{E * I} * \int M(x_i) * \frac{\partial M(x_i)}{\partial F} dx \quad (31)$$

, kde: $M(x_i) \dots$ momenty pro jednotlivé úseky nosníku

$\frac{\partial M(x_i)}{\partial F} \dots$ parciální derivace momentů podle síly působící ve zkoumaném místě

$I_i \dots$ momenty setrvačnosti průřezů k ose ohybu

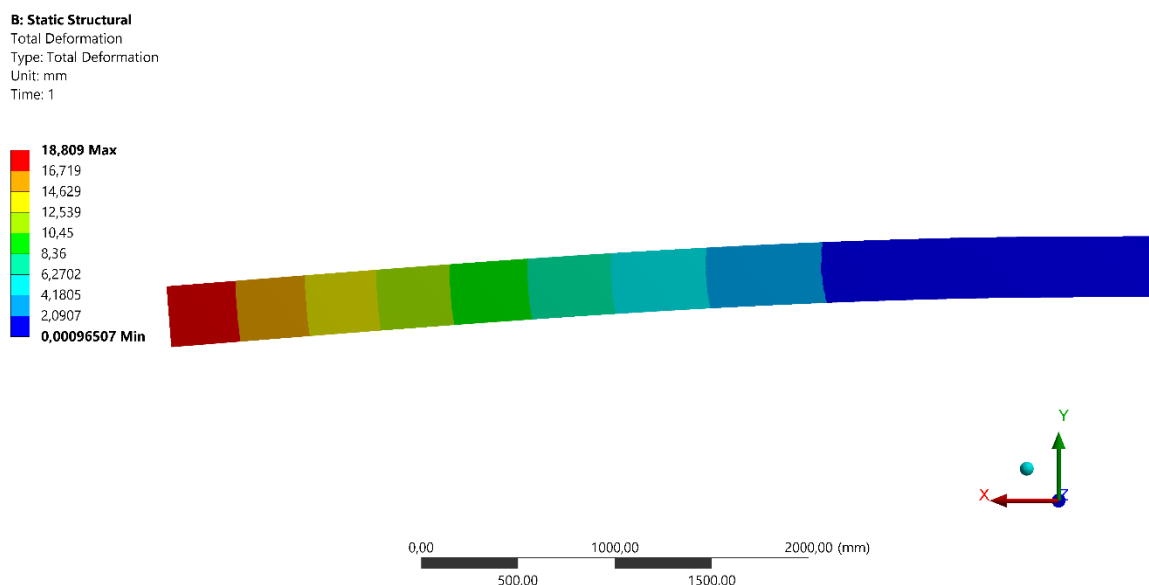
Pro můj případ má poté Castigliánova věta obecný tvar:

$$w_{F_D} = \frac{1}{E} * \left[\frac{1}{I_1} * \left(\int_0^a M(x_1) * \frac{\partial M(x_1)}{\partial F_D} dx_1 + \int_0^b M(x_2) * \frac{\partial M(x_2)}{\partial F_D} dx_2 \right) + \frac{1}{I_2} * \left(\int_0^c M(x_3) * \frac{\partial M(x_3)}{\partial F_D} dx_3 + \int_0^d M(x_4) * \frac{\partial M(x_4)}{\partial F_D} dx_4 \right) \right] \quad (31)$$

$$w_{F_D} = 21,025 \text{ mm}$$

Výpočet pomocí MKP

Pro výpočet jsem také použil program společnosti ANSYS, Workbench 17.0. Pro vyšetření posunutí byl použit stejný model, jako pro výpočet velikosti napětí. Zatížení jsem snížil na polovinu, a to z důvodu zjištění maximálního průhybu během normálního provozu, kdy bude vahadlo zatěžováno maximálně 6 t. Z analýzy vychází následující stav:



Obr. 36 – Výpočet průhybu pomocí MKP software

K maximálnímu průhybu došlo právě na volném konci konstrukce, kde jeho hodnota dosáhla **18,809 mm**. Z porovnání s Castigliánovou větou je zřejmé, že výsledky se mírně liší. To je s největší pravděpodobností zapříčiněno tím, že v analytické metodě se uvažuje prutová konstrukce, přičemž v MKP výpočtu jsem použil skořepinovou konstrukci. Nicméně chyba je relativně malá. Skutečný výsledek se nachází někde mezi těmito dvěma hodnotami.

4.5. Kontrola závěsných a spojovacích prvků

Kontrola svarů navařených závěsů s oky

Při této kontrole budu posuzovat závěs pro zavěšení vahadla na jeřáb. Volím tento závěs, protože je nejvíce namáhaný. V případě, že bude vyhovovat tento prvek, budou vyhovovat i zbylé.

Podle [5] je nejdříve potřeba si určit návrhové napětí únosnosti svaru $f_{Rd\sigma}$.

$$\gamma_{Rm} = \gamma_m * \gamma_{Sm} = 1,1 * 0,95 = 1,045 \quad (32)$$

$$f_{Rd\sigma} = \frac{f_y}{\gamma_{Rm}} = \frac{235}{1,045} = 224,9 \text{ MPa} \quad (33)$$

Svary, kterými budou závěsy přivařeny, budou oboustranné, s úplným provařením kořene, s výškou svaru **a = 5 mm** a délkou svaru **b = 235 mm**. Napětí vznikající ve svaru bude mít při vodorovné poloze vahadla normálovou složku σ a smykovou složku τ . V důsledku 45° náklonu táhel bude normálová složka zatížení rovna posouvací složce zatížená svaru závěsu. Smyková složka napětí vychází ze Žuravského věty.

Obsah plochy nosného průřezu:

$$S = 2 * a * b = 2 * 5 * 235 = 2350 \text{ mm}^2 \quad (34)$$

Výpočet složek napětí

$$\sigma = \frac{F}{S} = \frac{64648}{2350} = 27,51 \text{ MPa} \quad (35)$$

$$\tau = \frac{3 * F}{2 * S} = 41,26 \text{ MPa} \quad (36)$$

Zde je potřeba využít jednu z pevnostních hypotéz – použil jsem HMH hypotézu.

$$\sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} \leq f_{Rd\sigma} \quad (37)$$

$$76,58 \leq 224,9$$

Posouzení vychází bez problémů a svarové spoje jsou dimenzovány dostatečně.

Kontrola čepů

Postup kontroly podle [5], a to na ohyb, smyk a otlačení.

Čep závěsu břemene

Na tento čep působí polovina síly vyvozené tíhou břemene $F/2$.

| | |
|--------------------------------|-----------------------------|
| Průměr čepu | $d = 42 \text{ mm}$ |
| Mez kluzu (čep, závěs) | $f_{yp} = 355 \text{ MPa}$ |
| Zátěžná síla | $F = 58\,860 \text{ N}$ |
| Obsah průřezu čepu | $S = 1385,4 \text{ mm}^2$ |
| Průřezový modul v ohybu čepu | $W_o = 7273,6 \text{ mm}^3$ |
| Tloušťka závěsů s okem | $t_1 = 15 \text{ mm}$ |
| Tloušťka oka háku s podložkami | $t_2 = 36 \text{ mm}$ |
| Vůle mezi hákem a závěsem | $s = 1 \text{ mm}$ |

Tabulka 1 – Hodnoty potřebné ke kontrole čepu závěsu břemene

Kontrola na ohyb

Návrhový ohybový moment únosnosti se vypočítá:

$$M_{Rd} = \frac{W_o * f_{yp}}{\gamma_{Rp}} \quad (38)$$

$$\gamma_{Rp} = \gamma_m * \gamma_{spm} = 1,1 * 1,0 = 1,1 \quad (39)$$

$$M_{Rd} = \frac{7273,6 * 355}{1,1} = 2\,347 \text{ N} * \text{m} \quad (38)$$

Z normy vychází, že návrhová hodnota ohybového momentu v čepu se vypočte:

$$M_{Sd} = \frac{F}{8} * (2 * t_1 + t_2 + 4 * s) = \frac{58860}{8} * (2 * 15 + 36 + 4) = 515 \text{ N} * \text{m} \quad (40)$$

Poté porovnáme M_{Rd} s M_{Sd} .

$$M_{Sd} \leq M_{Rd} \quad (41)$$

Nerovnost platí, čep z pohledu ohybu vyhovuje.

Kontrola na smyk

Návrhová smyková síla únosnosti střižné roviny čepu se vypočítá:

$$F_{vp,Rd} = \frac{1}{u} * \frac{S * f_{yp}}{\sqrt{3} * \gamma_{Rp}} \quad (42)$$

, kde: $u = \frac{4}{3}$

$$F_{vp,Rd} = \frac{3}{4} * \frac{1385,4 * 355}{\sqrt{3} * 1,1} = 193\,603\,N$$

Dále platí, že:

$$F_{vp,Sd} = F = 58860\,N$$

Poté porovnáme $F_{vp,Rd}$ s $F_{vp,Sd}$.

$$F_{vp,Sd} \leq F_{vp,Rd} \quad (43)$$

Nerovnost splněna, čep vyhovuje z pohledu stříhu.

Kontrola na otlačení

Návrhová síla únosnosti v otlačení se určí ze vztahu:

$$F_{b,Rd} = \frac{\alpha_b * d * t * f_y}{\gamma_{RP}} \quad (44)$$

, kde: $\alpha_b = 1$

t... nejmenší tloušťka spojovaných částí

$$t = 2 * t_1 = 30$$

$$F_{b,Rd} = \frac{1 * 42 * 30 * 355}{1,1} = 406\,637\,N$$

Dále platí, že:

$$F_{b,Sd} = F = 58860\,N$$

Poté porovnáme $F_{b,Rd}$ s $F_{b,Sd}$.

$$F_{b,Sd} \leq F_{b,Rd} \quad (45)$$

Nerovnost splněna, čep vyhovuje kontrole na otláčení.

Čep táhla

Na tento čep působí reakce v závěsu vahadla R .

| | |
|----------------------------|-------------------------|
| Zátěžná síla | $R = 91\,426\text{ N}$ |
| Tloušťka uchycení táhla | $t_3 = 10\text{ mm}$ |
| Ostatní potřebné parametry | viz. Čep závěsu břemene |

Tabulka 2 – Hodnoty potřebné ke kontrole čepu táhla

Kontrola na smyk

Návrhová smyková síla únosnosti střížné roviny čepu se vypočítá:

$$F_{vp,Rd} = \frac{1}{u} * \frac{S * f_{yp}}{\sqrt{3} * \gamma_{Rp}} \quad (42)$$

, kde: $u = \frac{4}{3}$

$$F_{vp,Rd} = \frac{3}{4} * \frac{1385,4 * 355}{\sqrt{3} * 1,1} = 193\,603\text{ N}$$

Dále platí, že:

$$F_{vp,Sd} = R = 91\,426\text{ N}$$

Poté porovnáme $F_{vp,Rd}$ s $F_{vp,Sd}$.

$$F_{vp,Sd} \leq F_{vp,Rd} \quad (43)$$

Nerovnost splněna, čep vyhovuje z pohledu stříhu.

Kontrola na otlačení

Návrhová síla únosnosti v otlačení se určí ze vztahu:

$$F_{b,Rd} = \frac{\alpha_b * d * t * f_y}{\gamma_{RP}} \quad (44)$$

, kde: $t \dots$ nejmenší tloušťka spojovaných částí

$$t = 2 * t_3 = 20$$

$$F_{b,Rd} = \frac{1 * 42 * 20 * 355}{1,1} = 271\,091\,N$$

Dále platí, že:

$$F_{b,Sd} = F = 91\,426\,N$$

Poté porovnáme $F_{b,Rd}$ s $F_{b,Sd}$.

$$F_{b,Sd} \leq F_{b,Rd} \quad (45)$$

Nerovnost splněna, čep vyhovuje kontrole na otlačení.

4.6. Posouzení boulení nosníku

Posouzení na lokální boulení při ohybovém namáhání

Pro profil HEA 340 platí, že podle [7] je tento průřez klasifikován ve třídě 1. Tato klasifikace umožňuje určit, do jaké míry lokální boulení omezuje únosnost a rotační kapacitu průřezu. Třída 1 umožňuje vytvořit plastické klouby s rotační kapacitou požadovanou při plasticitním výpočtu, což znamená, že nedochází ke snížení únosnosti. Z tohoto faktu vyplývá, že při ohybu nedochází k boulení a momentová únosnost zůstává stejná. Zároveň platí, že i pro vyztuženou část průřezu momentová únosnost zůstává stejná. Z toho vychází, že i u vyztužené části nedochází k boulení při ohybu.

Smyková únosnost při boulení

Posouzení únosnosti ve smyku při boulení se provádí podle [8]. Zároveň je stanoveno, že stojiny bez mezilehlých výztuh se nemusí posuzovat, pokud:

$$\frac{h_w}{t_w} < 72 * \frac{\varepsilon}{\eta} \quad (46)$$

, kde: h_w ... výška stojiny [mm]

t_w ... šířka stojiny [mm]

η ... podle [3] platí pro oceli do třídy S460

$$\eta = 1,2$$

ε ... podle [4] se vypočte ze vztahu:

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{235}{f_y}} = \sqrt{\frac{235}{235}} = 1 \quad (47)$$

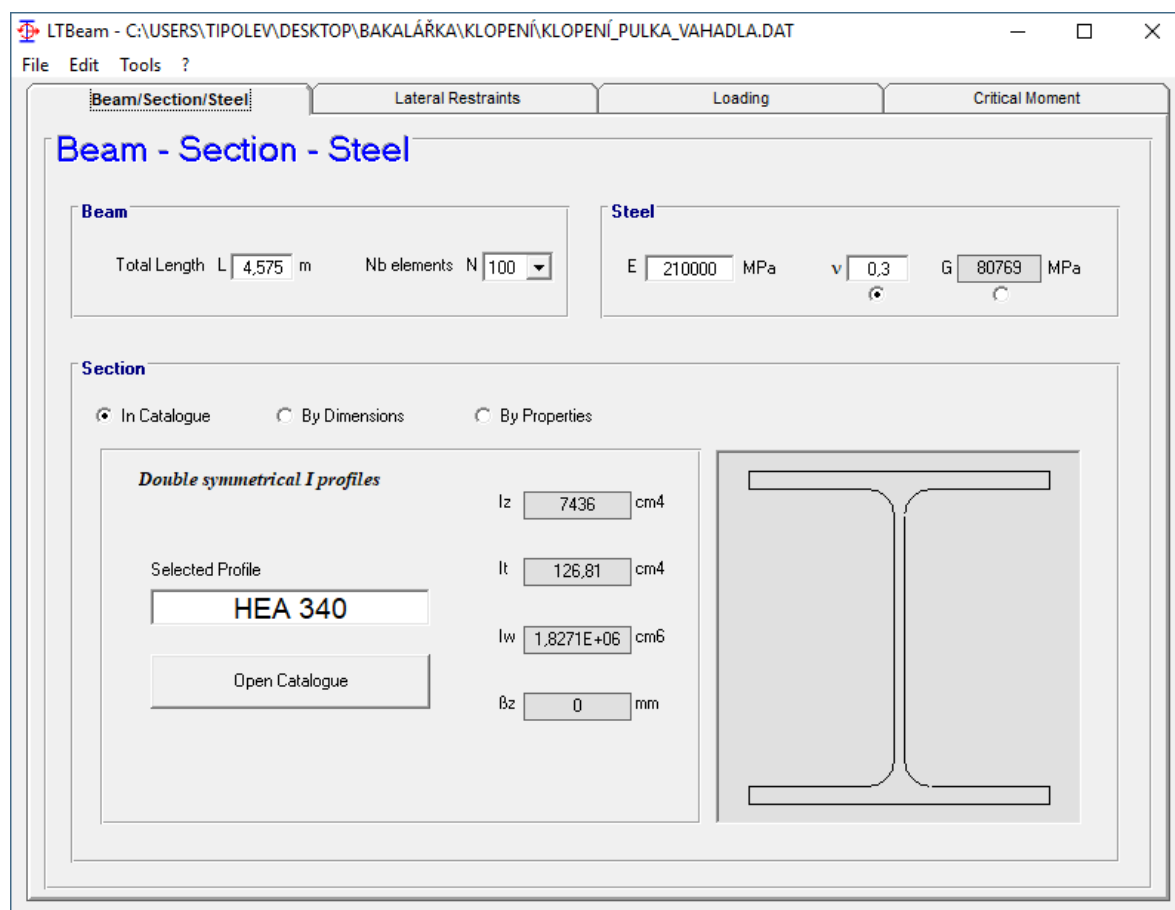
$$\frac{297}{9,5} < 72 * \frac{1}{1,2}$$

$$31,26 < 60$$

Nerovnost byla splněna, boulení není třeba uvažovat. Díky tomu, že jsem posuzoval nevyztužený segment, mohu prohlásit, že vyztužený segment také vyhovuje dané nerovnici.

4.7. Únosnost na klopení

Podle [7] lze za určitých podmínek účinky klopení zanedbat. V takovém případě již není potřeba dále tuto ztrátu stability uvažovat. Klíčové pro posouzení této problematiky je určení hodnoty pružného kritického momentu při klopení M_{cr} . V normě je tak popsán způsob výpočtu. Zároveň připouští i využití software LTBeam, vyvinutý francouzskou institucí CTICM [3]. Proto jsem se rozhodnul využít této možnosti a použiji tento software.



Obr. 37 – Definování nosníku

Při definici tvaru průřezu nelze zadat více profilů na délce nosníku. Kvůli tomu jsem nemohl zahrnout do výpočtu i vyztuženou část, nicméně ta má větší odolnost vůči klopení. Proto si mohu dovolit zjednodušení, kdy kontroluji pouze nevyztužený průřez HEA 340. Aplikací zjednodušení jsem na straně bezpečnosti.

LTBeam - C:\USERS\TIPOLEV\DESKTOP\BAKALÁŘKA\KLOPENÍ\KLOPENÍ_PULKA_VAHADLA.DAT

File Edit Tools ?

Beam/Section/Steel **Lateral Restraints** Loading Critical Moment

Lateral Restraints

Left End Help

z / S 170 mm

v Fixed

θ Fixed

v' Fixed

θ' Fixed

Right End Help

z / S 0 mm

v Free

θ Free

v' Free

θ' Free

Intermediate Lateral Restraints

No intermediate lateral restraint

Local Restraints

1

xf 0,1

z / S 170 mm

v Fixed

θ Fixed

2

xf 0,5

z / S 0 mm

v Free

θ Free

Continuous Restraint

Along the whole beam length

z / S 0 mm

v Free

v' Free

θ Free

Obr. 38 – Zavedení okrajových podmínek

LTBeam - C:\USERS\TIPOLEV\DESKTOP\BAKALÁŘKA\KLOPENÍ\KLOPENÍ_PULKA_VAHADLA.DAT

File Edit Tools ?

Beam/Section/Steel Lateral Restraints **Loading** Critical Moment

Loading

Supports at Ends in the Plane of Bending

☐ Fixed-End
☐ Fixed-Roller
☐ Roller-Fixed
☒ Roller-Roller

Distributed Loads Help

☒ q1 -1,0300 kN/m xf1 0 z / S 0 mm
☐ q2 -1,0300 kN/m xf2 1 z / S 0 mm
☒ q1 -0,5297 kN/m xf1 0 z / S 0 mm
☐ q2 -0,5297 kN/m xf2 0,103 z / S 0 mm

External End Moments Help

☐ M Left -100 kN.m Right 100 kN.m ψ 1,000

Point Loads Help

☒ F -58,860 kN xf 0,977 z / S -170 mm
☐ F 0 kN xf 0 z / S 0 mm
☐ F 0 kN xf 0 z / S 0 mm

Point Moment Help

☐ C 100 kN.m xf 0,5

Sketch of Loading

Refresh

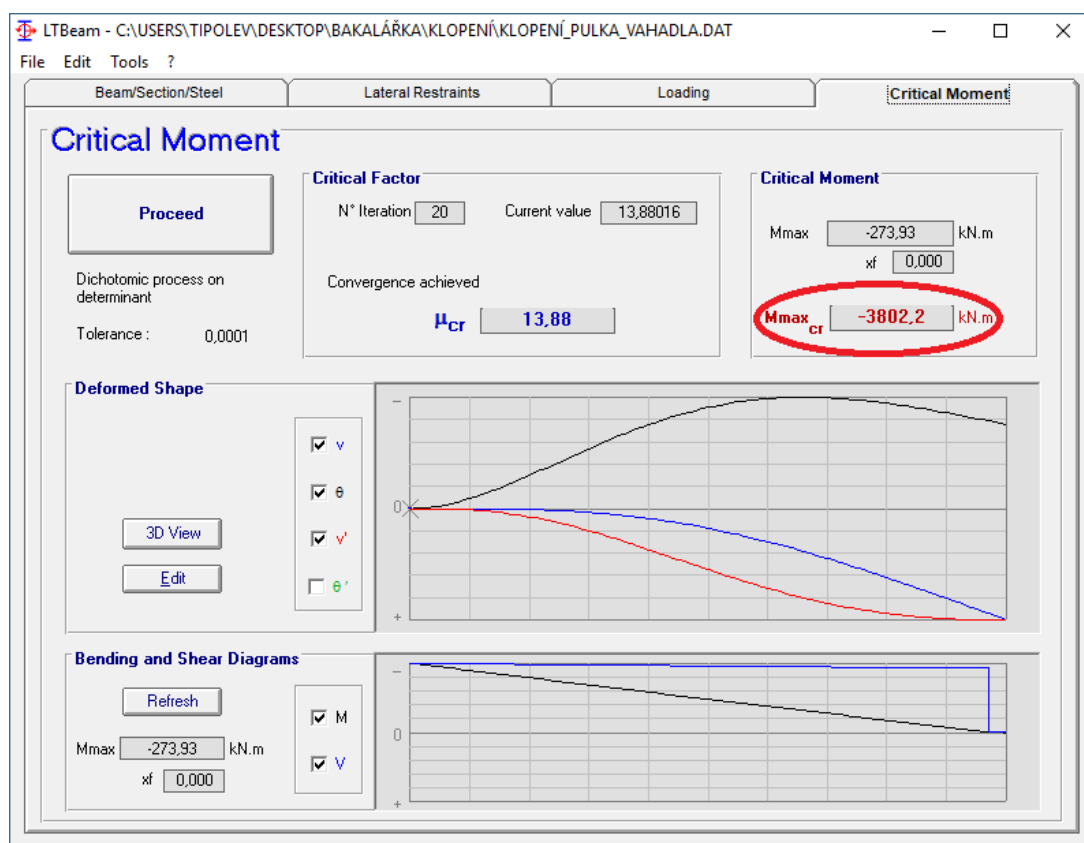
Bending and Shear Diagrams

Refresh

Mmax -273,93 kN.m xf 0,000

☒ M
☒ V

Obr. 39 – Definice zatížení



Obr. 40 – Výsledný pružný kritický moment při klopení

Pružný kritický moment při klopení má velikost $M_{cr} = 3802,2 \text{ kN} \cdot \text{m}$. V [7] jsou definována dvě kritéria, která se mohou použít k posouzení, zda je možné klopení zanedbat. Tyto nerovnice mají tvar:

$$\overline{\lambda}_{LT} \leq \overline{\lambda}_{LT,0} \quad (48)$$

, kde: $\overline{\lambda}_{LT,0} \dots$ podle [7]: $\overline{\lambda}_{LT,0} = 0,4$

$$\frac{\gamma_{M0} * M_{Ed}}{M_{cr}} \leq \overline{\lambda}_{LT,0}^2 \quad (49)$$

, kde: $\gamma_{M0} \dots$ podle [7]: $\gamma_{M0} = 1,0$

$M_{Ed} \dots$ návrhová hodnota ohybového momentu

$$M_{Ed} = 273\,942\,505 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Z normy dále vyplývá, že:

$$\overline{\lambda_{LT}} = \sqrt{\frac{W_o * f_y}{M_{cr}}} \quad (50)$$

kde: f_y ... mez kluzu materiálu vahadla

$$f_y = 235 \text{ MPa}$$

W_o ... průřezový model k ose ohybu

$$W_o = 1680000 \text{ mm}^3$$

$$\overline{\lambda_{LT}} = \sqrt{\frac{1680000 * 235}{3802200000}} = 0,32$$

Poté platí:

$$\overline{\lambda_{LT}} \leq \overline{\lambda_{LT,0}} \quad (48)$$

$$0,32 \leq 0,4$$

$$\frac{\gamma_{M0} * M_{Ed}}{M_{cr}} = \frac{1 * 273942505}{3802200000} = 0,07$$

$$\frac{\gamma_{M0} * M_{Ed}}{M_{cr}} \leq \overline{\lambda_{LT,0}}^2 \quad (49)$$

$$0,07 \leq 0,16$$

Z výpočtů vyplývá, že obě nerovnosti jsou splněny. Proto lze klopení u mé konstrukce zanedbat.

4.8. Kontrola na ztrátu stability tvaru při vzpěru

Ztráta stability tvaru při vzpěru je velice vážný stav, ke kterému dochází v situaci, kdy je prut, respektive nosník namáhán na tlak. V případě, že by platily předpoklady klasické pružnosti, nikdy by ke ztrátě stability tvaru při vzpěru nedošlo. Nejdůležitějším předpokladem je, že v klasické teorii pružnosti uvažujeme homogenní a izotropní materiál, což znamená, že v součásti nejsou žádné imperfekce, které by způsobovaly vnitřní nerovnováhu v tělese. Namáhaný prut by se při vzrůstajícím zatížení pouze více a více stlačoval. Nicméně u reálného materiálu a reálné součásti tomu tak není. Reálný materiál obsahuje velké množství strukturních poruch, jako jsou vakance, vměstky, dislokace, dutiny a mnohé jiné. Reálná součást zase nejde vyrobit úplně přesně a je vyrobena v určité toleranci. To jsou důvody, proč dochází ke ztrátě stability tvaru při vzpěru. Pro analytický výpočet se používají dvě teorie, a to Eulerova teorie a Tetmayerova teorie. Eulerova teorie je aplikovaná pro oblast takzvaného pružného vzpěru, což znamená, že ke ztrátě stability tvaru dojde v oblasti platnosti Hookova zákona. Tetmayerova teorie naproti tomu platí v oblasti takzvaného nepružného vzpěru, tedy v oblasti mezi mezi úměrnosti a mezi kluzu. To znamená, že v tomto případě již neplatí Hookův zákon. Další možností, jak početně podchytit problematiku vzpěru, je analýza pomocí metody konečných prvků.

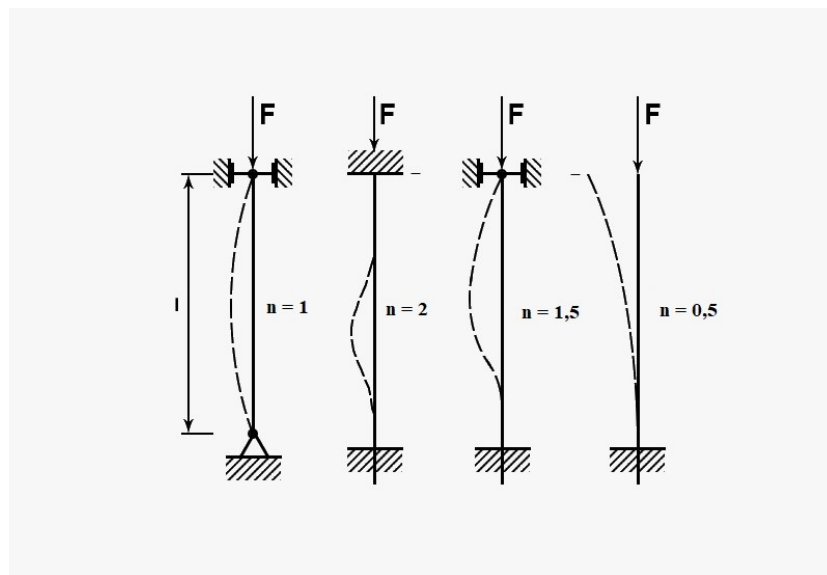
Analytický výpočet

Základní údaje potřebné pro analýzu ztráty stability tvaru

| | |
|---|---|
| Délka namáhána na tlak: | $L = 2000 \text{ mm}$ |
| Modul pružnosti v tlaku: | $E = 210\,000 \text{ MPa}$ |
| Obsah plochy průřezu: | $S = 19\,240 \text{ mm}^2$ |
| Minimální moment setrvačnosti k ose rotace (I_y): | $I_{\min} = 128\,058\,000 \text{ mm}^4$ |

Způsob zavazbení zkoumané části nosníku

Při ztrátě stability tvaru je velice důležité, jakým způsobem je vzpíráný segment uchycen. Z těchto okrajových podmínek se poté odvíjí, jak dlouhá část zkoumaného prutu bude ovlivněna právě možnou ztrátou stability tvaru. Každé kombinaci okrajových podmínek přísluší koeficient n , který zohledňuje způsob uchycení prutu a tím pádem nám řekne, jak velká část je ohrožena vzpěrem. Níže můžeme vidět schéma s různými kombinacemi vazeb na prutu.



Obr. 41 – Schéma vzpěru pro různé okrajové podmínky

Na schématu vidíme, jakým způsobem se prut chová během vzpěru při různém způsobu zavazbení. Ke způsobu zavazbení prutu přísluší právě jedna hodnota koeficientu n . Pro vzpíráný segment mého návrhu vahadla platí, že koeficient je $n = 1$.

Výpočet kritické síly F_{KR} (obecně)

Způsob výpočtu se liší podle toho, kterou analytickou teorii použijeme. Nicméně počáteční fáze výpočtu je společná. Během této počáteční fáze se zároveň rozhoduje, která z teorií bude použita pro následné určení kritické síly F_{KR} . Níže je obecně tato fáze popsána.

Výpočet redukované délky L_{red}

$$L_{red} = \frac{L}{n} \quad (51)$$

, kde: L_{red} ... redukovaná délka prutu [mm]

L ... vzpěrná délka prutu [mm]

n ... koeficient zohledňující okrajové podmínky [-]

Výpočet poloměru štíhlosti i_{min}

$$i_{min} = \sqrt{\frac{I_{min}}{S}} \quad (52)$$

, kde: i_{min} ... poloměr štíhlosti [mm]

I_{min} ... minimální moment setrvačnosti průřezu [mm⁴]

S ... obsah plochy průřezu [mm²]

Výpočet štíhlostního poměru λ_{sk}

$$\lambda_{sk} = \frac{L}{i_{min}} \quad (53)$$

, kde: λ_{sk} ... štíhlostní poměr [-]

L ... vzpěrná délka prutu [mm]

i_{min} ... poloměr štíhlosti [mm]

Výpočet mezní štíhlosti λ_{mez}

$$\lambda_{mez} = \pi * n * \sqrt{\frac{E}{\sigma_D}} \quad (54)$$

, kde: λ_{mez} ... mezní štíhlost [-]

n ... koeficient zohledňující okrajové podmínky [-]

E ... modul pružnosti v tlaku [MPa]

σ_D ... dovolené napětí materiálu [MPa]

pro můj materiál má hodnotu $\sigma_D = 235$ MPa

Porovnání štíhlostního poměru λ_{sk} a mezní štíhlosti λ_{mez}

V této fázi se určí, která z hodnot je větší, a podle toho se dále rozhoduje, která teorie bude použita k následnému výpočtu kritické síly F_{KR} .

Eulerova teorie ($\lambda_{mez} < \lambda_{sk}$)

$$F_{KR} = \frac{\pi^2 * E * I_{min}}{L_{red}^2} \quad (55)$$

Tetmayerova teorie ($\lambda_{mez} > \lambda_{sk}$)

$$\sigma_{KR} = g - j * \lambda_{sk} \quad (56)$$

, kde: σ_{KR} ... napětí, při kterém dojde ke ztrátě stability tvaru [MPa]

g, j ... bezrozměrné konstanty závisící na druhu materiálu a jejich hodnoty se dají vyčíst v [10]. Pro můj případ je $g = 289$ a $j = 0,82$.

$$F_{KR} = \sigma_{KR} * S \quad (58)$$

Dále se porovnává kritické napětí σ_{KR} s dovoleným napětím σ_D , a pokud je $\sigma_{KR} < \sigma_D$. Pak zjišťujeme, zda axiální síla dosáhne kritické hodnoty F_{KR} . V opačném případě nemá smysl vzpěr uvažovat, neboť by teoreticky došlo ke vzpěru až za mezí kluzu.

Výpočet

$$L_{red} = \frac{2000}{1} = 2000 \text{ mm}$$

$$i_{min} = \sqrt{\frac{128058000}{19240}} = 81,58 \text{ mm}$$

$$\lambda_{sk} = \frac{2000}{81,58} = 24,52$$

$$\lambda_{mez} = \pi * 1 * \sqrt{\frac{210000}{235}} = 93,91$$

$$\lambda_{mez} > \lambda_{sk}$$

Mezní štíhlost je větší než štíhlostní poměr, proto by měla pro řešení vyhovovat Tetmayerova teorie.

$$\sigma_{KR} = 289 - 0,82 * 24,52 = 268,9 \text{ MPa}$$

$$F_{KR} = 268,9 * 19240 = 5\,173\,636 \text{ N}$$

Z kritického napětí vyplývá, že přesáhlo mez kluzu ($f_y = \sigma_D = 235 \text{ MPa}$), což znamená, že ke vzpěru vůbec nedojde. Po konzultaci se svým vedoucím jsem se rozhodl vypočítat kritickou sílu F_{KR} a kritické napětí σ_{KR} i pomocí Eulerovy teorie.

$$F_{KR} = \frac{\pi^2 * 210000 * 128058000}{2000^2} = 66\,353\,795 \text{ N}$$

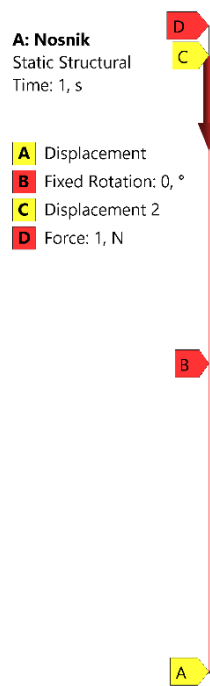
$$\sigma_{KR} = \frac{236218564}{19240} = 3\,448,7 \text{ MPa}$$

Z výpočtů podle Eulerovy teorie je vidět, že hodnoty jsou mnohem větší než podle Tetmayerovy teorie. Zároveň kritické napětí σ_{KR} je o dva řády vyšší, než je mez kluzu materiálu, proto je možné prohlásit, že nedojde ke ztrátě stability tvaru.

Výpočet metodou konečných prvků

Ztráta stability tvaru se dá rovněž řešit pomocí výpočetního softwaru, který používá k řešení metodu konečných prvků, zkráceně MKP. Pro tuto analýzu jsem si zvolil software společnosti ANSYS a to programové prostředí Workbench 17.0. Druh analýzy je „Eigenvalue Buckling“. Při využití softwaru pro výpočet ztráty stability tvaru mohu použít hned dva postupy výpočtu. V prvním případě využiji pro výpočet pouze 1D (beam) prvky. Tento postup je velice jednoduchý a rychlý. V principu se jedná o to, že nosník nahradíme přímkou, které přiřadíme průřezové charakteristiky zkoumaného průřezu. V druhém případě použiji skořepinové (shell) prvky. Díky tomu bude vytvořeno prostorové těleso, které bude lépe odpovídat reálnému chování nosníku.

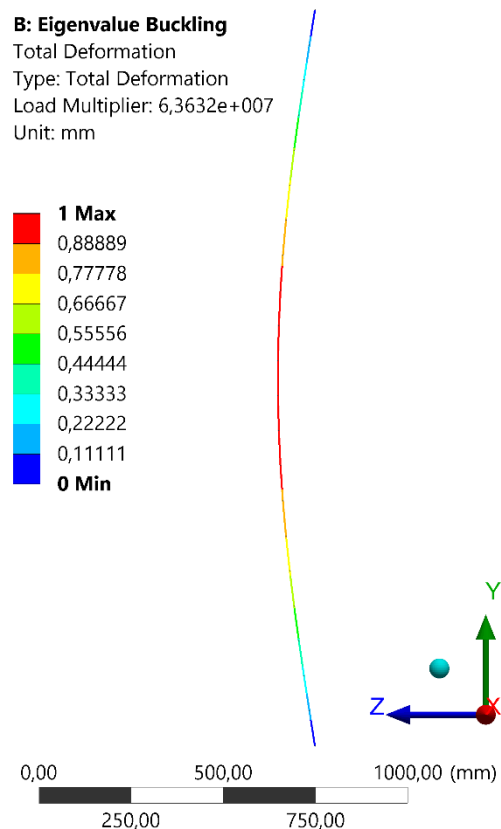
1D (beam) prvky



Obr. 42 – Síť 1D elementy

Obr. 43 – Okrajové podmínky 1D elementy

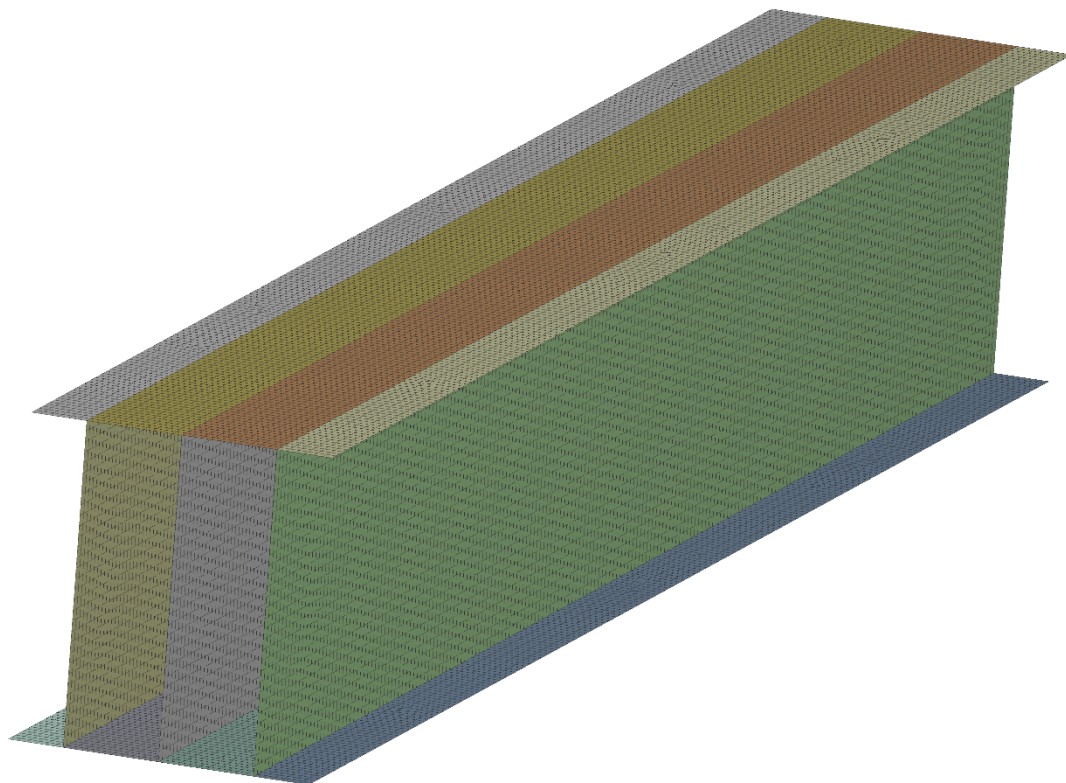
Při vytváření sítě na prutovém modelu jsem nemusel prakticky nic nastavovat, neboť automaticky vygenerovaná síť byla dostatečně hustá. Při větší hustotě sítě byly výsledky prakticky stejné. Okrajové podmínky byly nastaveny tak, aby vazba A zafixovala segment v prostoru, vazba B zamezila rotaci prutu kolem své osy a vazba C vytvořila na volném konci kloubovou posuvnou vazbu. Okrajová podmínka D vnesla osamělou sílu do kloubové posuvné vazby C. Velikost vnesené síly je 1 N.



Obr. 44 - Výsledek MKP analýzy vzpěru pro 1D elementy

Na obrázku můžeme vidět tvar deformace segmentu při vzpěru. Dojde k vybočení nosníku ve směru nejmenšího momentu setrvačnosti. K maximálnímu vybočení dojde uprostřed segmentu. Údaj „Load Multiplier“ říká, při jak velké síle dojde k vybočení konstrukce, respektive jakou hodnotu má kritická síla F_{KR} . To je ošetřeno tak, že při vnesení silového účinku do posuvné kloubové vazby byla nadefinována síla 1 N. Údaj „Load Multiplier“ je hodnota, která násobí definované zatížení, a tím získáme kritickou sílu, která způsobí ztrátu stability tvaru. Pro tento typ analýzy vychází $F_{KR} = 63\,632\,000\text{ N}$.

Skořepinové (shell) prvky



Obr. 45 – Vytvořená geometrie a síť pro skořepinový model

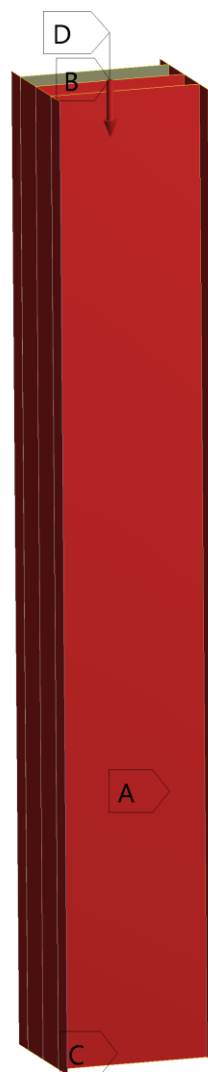
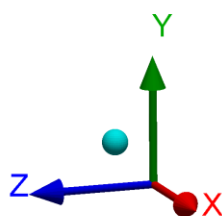
Při tvorbě geometrie zkoumaného segmentu jsem uvažoval jak rozměry průřezu, tak i tloušťky jednotlivých částí. Plochy jsou střednice stěn profilu a každé ploše je přiřazena odpovídající tloušťka. Plochy pásnic I-profilu jsem nařezal tak, aby vytvořené síť jednotlivých ploch na sebe navazovaly. Před vytvořením sítě jsem nastavil velikost elementů na **sizing 10 mm**, abych dosáhl dostatečné přesnosti řešení.

C: Skorepina - Stred

Static Structural

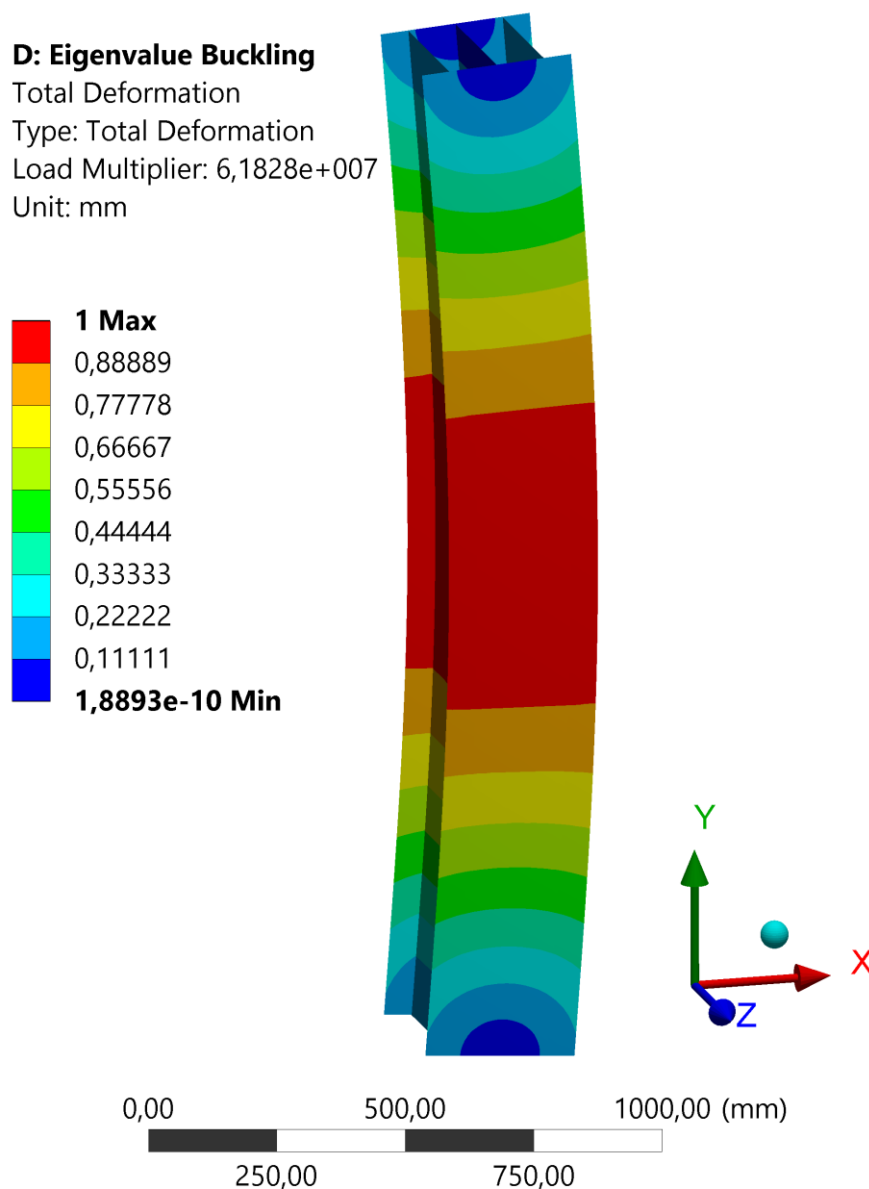
Time: 1, s

- A** Fixed Rotation: 0, °
- B** Remote Force: 1, N
- C** Remote Displacement
- D** Remote Displacement 2



Obr. 46 – Zavedení okrajových podmínek

Správné nadefinování okrajových podmínek je pro MKP analýzu klíčové. Vazba A zabrání rotaci nosníku kolem své podélné osy. Podmínka B vnese do modelu silový účinek. Vazba C znamená zafixování segmentu v prostoru a má povahu pevné kloubové vazby. Poslední okrajovou podmínkou je vazba D, která se chová jako kloubová posuvná vazba.



Obr. 47 – Výsledek MKP analýzy skořepinového modelu

Na obrázku výše je vidět tvar deformace konstrukce při ztrátě stability tvaru. Tvar deformace má stejnou povahu jako u analýzy s 1D prvky. Co se týče velikosti kritické síly, ta má velikost **$F_{KR} = 61\,828\,000\text{ N}$** .

Porovnání výsledků analytického výpočtu a MKP analýzy

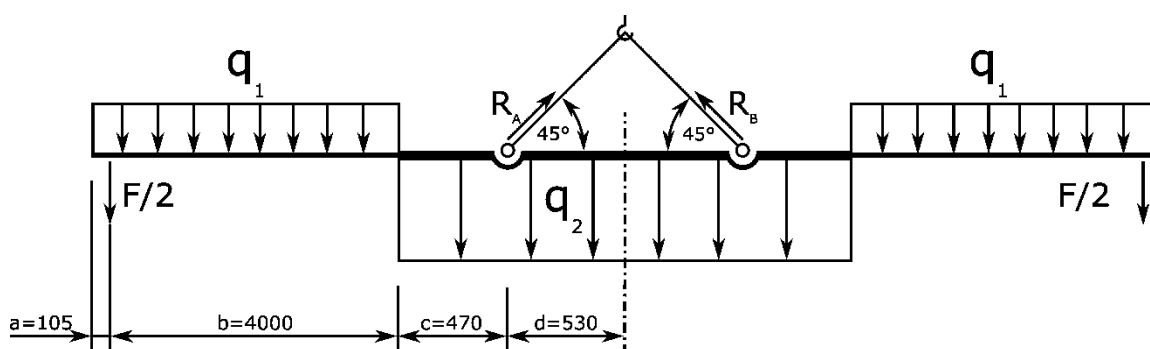
| | Kritická síla F_{KR} [N] | Kritické napětí σ_{KR} [MPa] |
|--------------------------------|----------------------------|-------------------------------------|
| Eulerova teorie | 66 353 795 | 3 449 |
| Tetmayerova teorie | 5 173 636 | 268,9 |
| MKP – 1D prvky | 63 632 000 | 3307 |
| MKP – skořepinové prvky | 61 828 000 | 3 213 |

Tabulka 3 – Porovnání kritických sil a kritických napětí získaných z různých typů výpočtu

Ze získaných výsledků vyplývá, že je ztrátě stability tvaru při vzpěru nedejde, neboť všechna vypočtená napětí překročila mez kluzu. Když porovnáme analytický a MKP výpočet, tak je patrné, že při MKP analýze software pracuje s Eulerovou teorií.

5. Optimalizace návrhu

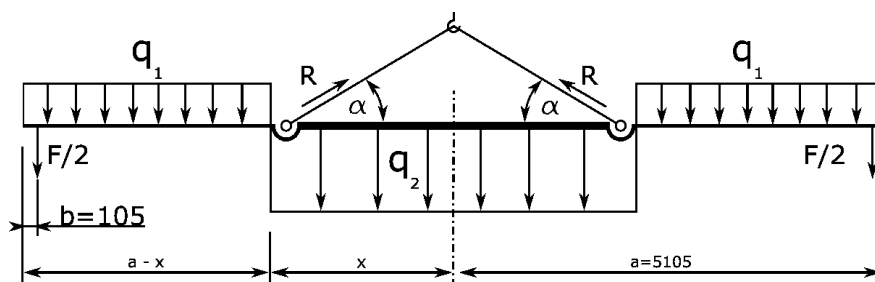
V této kapitole se budu zabývat optimalizací návrhu. Optimalizace má za cíl přizpůsobení konstrukce k provozu. Při procesu optimalizace je možné dosáhnout změny některých vlastností produktu tak, že je následně výrobek levnější, lehčí, nebo je jeho funkčnost vylepšena. Tyto fakty následně znamenají, že je produkt konkurenceschopnější. Při optimalizaci se vychází z existujícího návrhu, který má již konkrétní podobu. Následně se hledají místa, či parametry, které je možné nějakým způsobem upravit tak, aby došlo ke zlepšení vlastností konstrukce. Budu se zabývat zlepšením vlastností mého návrhu závěsného vahadla, který jsem nastínil v předchozí části práce.



Obr. 48 – Schéma původního návrhu

5.1. Optimalizace 1

V prvním kroku přesunu závěsy vahadla na okraj vyztužené části nosníku. Následně vyhledám místo, ve kterém dojde k momentové rovnováze spojitých zatížení, které reprezentují vlastní tíhu vahadla. Bod, ke kterému bude momentová rovnice vztažena, bude bod závěsu. Protože je konstrukce symetrická, mohu počítat jen pro polovinu vahadla.



Obr. 49 – Schéma optimalizace 1

Vyjádření momentu k bodu závěsu:

$$M_{iX} = q_1 * \frac{(a - x)^2}{2} - q_2 * \frac{x^2}{2} = 1,03005 * \frac{(5105 - x)^2}{2} - 1,55979 * \frac{x^2}{2} \quad (59)$$

Roznásobený výraz položíme roven nule. Získáme tak kvadratickou rovnici.

$$\left(\frac{1,03005}{2} - \frac{1,55979}{2} \right) * x^2 - 1,03005 * 5105 * x + \frac{1,03005}{2} * 5105^2 = 0 \quad (60)$$

Vypočtením kořenů získám hodnoty $x_1 = 2288,7$ a $x_2 = -22\ 141$. Hodnota x_2 je nereálná, a proto ji mohu ignorovat. Bod momentové rovnováhy vlastní tíhy ramene vahadla je ve vzdálenosti **2288,7 mm**.

Původní úhel zavěšení byl 45° . Při posunutí závěsů se tím pádem změnila i výška zavěšení vahadla. U původního návrhu vyšla kontrola čepu závěsu velmi příznivě, proto se zde nabízí také možná optimalizace. Zmenšením úhlu zavěšení α docílíme zmenšení výšky zavěšení vahadla. Při optimalizaci budu vycházet z kontroly čepu táhla z kapitoly 4.5. V kapitole 4.1. byla vypočtena reakce v závěsu $R = 91\ 426\ \text{N}$. Její svislá složka se při změně úhlu α nemění. Tento fakt mi pomůže určit minimální úhel α , při kterém čep vyhovuje kontrole z kapitoly 4.5. Jako mezní sílu, kterou je čep schopen přenést, bude uvažována síla $F_{vp,Rd} = 193\ 603\ \text{N}$, která vychází z kontroly na smyk čepu.

$$\alpha_{min} = \sin^{-1} \frac{R * \sin 45^\circ}{F_{vp,Rd}} \quad (61)$$

$$\alpha_{min} = \sin^{-1} \frac{91426 * \sin 45^\circ}{193603} = 19,51^\circ$$

Tento úhel zvolím o něco větší, abych byl na straně bezpečnosti, a volím jej **25°** .

Jelikož došlo ke zvětšení rozteče závěsů, došlo také ke zvětšení vzpěrné délky. Proto je ještě potřeba zkontrolovat ztrátu stability tvaru při vzpěru.

$$L_{red} = L = 2 * 2288,7 * 1 = \mathbf{4577,4\ mm} \quad (62)$$

$$i_{min} = \mathbf{81,58\ mm} \quad (52)$$

$$\lambda_{sk} = \frac{4577,4}{81,58} = \mathbf{25,99} \quad (63)$$

$$\lambda_{mez} = \mathbf{93,91} \quad (54)$$

Opět vychází, že by měla být použita Tetmayerova teorie, nicméně stejně jako v kapitole 4.8. použijí obě teorie.

Eulerova teorie

$$F_{KR} = \frac{\pi^2 * 210000 * 128058000}{4577,4^2} = \mathbf{12\ 667\ 416\ N} \quad (55)$$

$$\sigma_{KR} = \frac{12667416}{19240} = \mathbf{658\ MPa} \quad (64)$$

Tetmayerova teorie

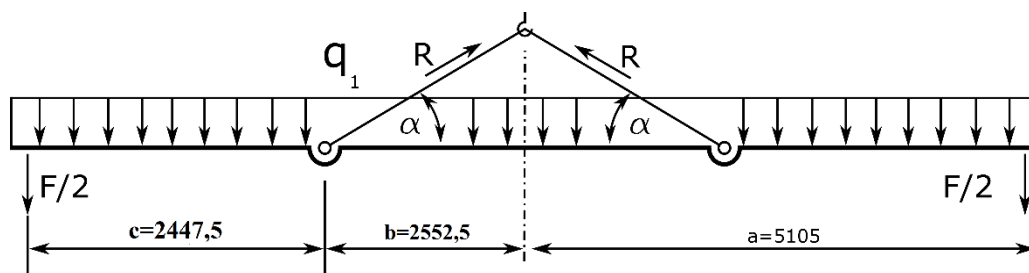
$$\sigma_{KR} = 289 - 0,82 * 25,99 = \mathbf{267,7\ MPa} \quad (56)$$

$$F_{KR} = 267,7 * 19240 = \mathbf{5\ 105\ 321\ N} \quad (57)$$

Je patrné, že v obou případech překročilo kritické napětí σ_{KR} mez kluzu, proto nehrozí ztráta stability tvaru vlivem vzpěru.

5.2. Optimalizace 2

V této optimalizaci změním přístup a odstraním výztuhy ze středové části vahadla. Spojité zatížení od vlastní tíhy vahadla je nyní po celé délce konstantní. Body závěsu proto umístím do středu obou ramen traverzy. V těchto bodech platí momentová rovnováha spojitého zatížení pro jednotlivá ramena.



Obr. 50 – Schéma optimalizace 2

Dále je potřeba určit minimální úhel zavěšení α . Nejdříve je potřeba vyjádřit reakci v závěsu. Pro vyjádření použiji rovnici rovnováhy ve svislém směru.

$$\sum F_{yi} = 2 * R * \sin \alpha - F - q_1 * 2 * a$$

$$R = \frac{F + q_1 * 2 * a}{2 * \sin \alpha} \quad (65)$$

Znovu je potřeba porovnat reakci R a $F_{vp,Rd}$.

$$F_{vp,Rd} > \frac{F + q_1 * 2 * a}{2 * \sin \alpha} \quad (66)$$

Teď je možno vyjádřit úhel α .

$$\alpha > \sin^{-1} \frac{F + q_1 * 2 * a}{2 * F_{vp,Rd}} \quad (67)$$

$$\alpha > \sin^{-1} \frac{117720 + 1,03005 * 2 * 5105}{2 * 193603}$$

$$\alpha > 19,34^\circ$$

Abych byl na straně bezpečnosti, opět volím úhel $\alpha = 25^\circ$. Dále si dopočtu velikost vodorovné složky reakce R .

$$R = \frac{117720 + 1,03005 * 2 * 5105}{2 * \sin 25^\circ} = \mathbf{151\,717\,N} \quad (65)$$

Stejně jako v kapitole 5.1. došlo i zde k prodloužení vzpěrné délky kvůli změně rozteče závěsů. Proto bude potřeba znovu provést kontrolu na vzpěr.

$$L_{red} = L = 2 * 2552,5 * 1 = \mathbf{5105\,mm} \quad (66)$$

$$i_{min} = \sqrt{\frac{74400000}{13300}} = \mathbf{74,79\,mm} \quad (67)$$

$$\lambda_{sk} = \frac{5105}{74,79} = \mathbf{68,3} \quad (68)$$

$$\lambda_{mez} = \mathbf{93,91} \quad (54)$$

Opět vychází, že by měla být použita Tetmayerova teorie, nicméně stejně jako v kapitole 4.8. použijí obě teorie.

Eulerova teorie

$$F_{KR} = \frac{\pi^2 * 210000 * 74400000}{5105^2} = \mathbf{5\,916\,985\,N} \quad (55)$$

$$\sigma_{KR} = \frac{5916985}{13300} = \mathbf{444,9\,MPa} \quad (64)$$

Tetmayerova teorie

$$\sigma_{KR} = 289 - 0,82 * 68,3 = \mathbf{233\,MPa} \quad (56)$$

$$F_{KR} = 233 * 13300 = \mathbf{3\,098\,900\,N} \quad (57)$$

Po kontrole na vzpěr vychází, že ke vzpěru může teoreticky dojít. Podle Tetmayerovy teorie vychází, že kritické napětí σ_{KR} je **233 MPa**, což je těsně pod mezí kluzu. Nicméně při porovnání vodorovné reakce v závěsu a kritické síly F_{KR} , docházím k závěru, že ke vzpěru nedojde. Vodorovná reakce je totiž podstatně menší než kritická síla F_{KR} .

6. Závěr a vyhodnocení

Cílem této práce bylo navržení a následné početní ověření vlastností konstrukce tak, aby byla schopna provozu. Navrhovanou a kontrolovanou konstrukcí bylo závěsné vahadlo, respektive jeřábová traverza, což je prostředek sloužící ke zvedání a manipulování s těžkými břemeny. Tento produkt je vázán na řadu předpisů a norem, které vymezují, jakým způsobem se má produkt chovat a co všechno je potřeba dodržet při navrhování.

Na začátku tohoto dokumentu bylo nejprve nastíněno, co jsou to závěsná vahadla a k čemu slouží. Také jsem se snažil popsat důležitost těchto vazacích prostředků v průmyslu. V následné kapitole jsem přistoupil k samotnému návrhu tvaru konstrukce tak, aby vyhovovala platným normám. Z počátku bylo potřeba dodržet základní požadavky návrhu tak, aby bylo možné zajistit bezpečnost provozu. Tato skutečnost je důležitá nejen kvůli ochraně zdraví osob pohybujících se v prostoru manipulace s břemeny, ale zároveň se zde jedná o ekonomický aspekt, který je rovněž velice podstatný. Důvodem je fakt, že manipulované předměty jsou nezřídka drahé, a také na těchto objektech závisí další navazující záležitosti. Proto by případná havárie byla krajně nežádoucí.

Při kontrole konstrukce jsem posoudil nosnost a stabilitu konstrukce. Při posuzování nosnosti byla zhodnocena schopnost konstrukce odolat namáhání na ohyb. Při namáhání na ohyb konstrukce vyhovuje. Dále jsem posoudil únosnost konstrukce ve smyku a mohu konstatovat, že vahadlo je dostatečně dimenzováno. Také jsem hodnotil stabilitu tělesa při daném namáhání. Podle norem jsem určil, že stabilita konstrukce je zajištěna. Ztráta stability tvaru při vzpěru byla další zkoumaná problematika. Při analýze vzpěrné délky jsem zjistil, že konstrukce vyhovuje a nedojde ke ztrátě stability tvaru.

Posledním bodem zadání byla optimalizace návrhu. Původní návrh vyhovuje z hlediska nosnosti a stability, nicméně lze najít místa, ve kterých by úprava mohla zlepšit chování konstrukce. Původní návrh a optimalizace jsou z funkčního hlediska rovnocenné. V mé práci navrhuji hned dva typy optimalizace, které zlepší napětíový stav konstrukce.

Závěrem bych zhodnotil dosažený výsledek mé práce. Z hlediska požadavků, které vyplývají ze zadání a také z platných norem, mohu prohlásit, že cíle bakalářské práce byly splněny. Byl vytvořen takový návrh konstrukce, který dokáže efektivně fungovat a zároveň zajistí požadovanou bezpečnost provozu.

Seznam použité literatury a zdroje

- [1] agrifair. Prostředky pro uchopení břemen. Jeřábové traverzy. agrifair.cz [online]. © 2007 [cit. 2017-5-15]. Dostupné z:
<http://www.agrifair.cz/component.php?cocode=catalogue&itid=241&icid=97>
- [2] Bolzano. Nelegované konstrukční oceli podle EN 10025. bolzano.cz [online]. © 2017 [cit. 2017-5-15]. Dostupné z: <http://www.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/nelegovane-konstrukcni-oceli-podle-en-10025>
- [3] CTICM. LTBeam.. cticm.com [online]. [cit. 2017-5-15]. Dostupné z:
<https://www.cticm.com/>
- [4] ČEVAS group s.r.o. Jeřábové traverzy. cevas.cz [online]. © 2007-2017 [cit. 2017-5-15]. Dostupné z: <http://www.cevas.cz/cz/nabidka/jerabova-technika/manipulacni-technika/>
- [5] ČSN EN 13001-3-1. Jeřáby-Návrh všeobecně-Část 3-1: Mezní stavy a prokázání způsobilosti ocelových konstrukcí. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, listopad 2012
- [6] ČSN EN 13155+A2. Jeřáby-Bezpečnost-Volně zavěšené prostředky pro uchopení břemen. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, září 2009
- [7] ČSN EN 1993-1-1. Navrhování ocelových konstrukcí – Část 1.1: Obecná pravidla a pravidla pro pozemní stavby. Praha: Český normalizační institut, prosinec 2006
- [8] EN 1993-1-5. Eurocode 3 – Design of steel structures – Part 1-5: Plated structural elements. Brusel: the European Committee for Standardization, january 2006
- [9] Feron. Profil HEA válcovaný za tepla, DIN 1025-3, HEA 340. ferona.cz [online]. © 2004–2017 [cit. 2017-5-15]. Dostupné z:
<http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=27077>
- [10] Leinverber J.; Vávra P.: Strojnické tabulky, páté vydání Albra, Úvaly 2011; ISBN 978-80-7361-081-4

- [11] pewag. HSW osový hák. pewag.cz [online]. [cit. 2017-5-15]. Dostupné z:
[http://www.pewag.cz/Products/Chain-systems/Anschlagmittel/Zubehorteile/CW-Connex-Verbindungsglied-\(3\).aspx](http://www.pewag.cz/Products/Chain-systems/Anschlagmittel/Zubehorteile/CW-Connex-Verbindungsglied-(3).aspx)
- [12] Tedox. Jeřábové traverzy. tedox.cz [online]. © 2017 [cit. 2017-5-15]. Dostupné z:
<http://www.tedox.cz/jerabove-traverzy-jt>
- [13] Technická univerzita Liberec. Fakulta strojní. Technologie plošného tváření – ohýbání. Rozložení a velikost napětí v materiálu [online]. [cit. 2017-5-15].
Dostupné z: http://www.ksp.tul.cz/cz/kpt/obsah/vyuka/skripta_tkp/sekce/07.htm

Přílohy

Výkresová dokumentace konstrukční předlohy

0-62-84-9807-001 Výkres svařence: VAHADLO 6t